

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Dvouzónový mlecí stroj pro mletí papírenských vodolátek

Double Disc Refiner for Pulp and Paper Refining

Student:

Bc. Petr Škrabal

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Škrabal**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Dvouzónový mlecí stroj pro mletí papírenských vodolátek
Double Disc Refiner for Pulp and Paper Refining**
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte a zkonstruuje strojní jednotku čtyřdiskového mlecího stroje pracujícího v linkách připraven látek papírenského průmyslu. Jedná se o rozšíření typové řady o větší velikost. Parametry: výkon motoru max 1700 kW, otáčky motoru 400...500 ot/min, průměr mlecích orgánů 42"...48" (1066...1219 mm), průtok max 9000 l/min.

- 1) Popište problematiku mletí buničiny a sběrového papíru.
- 2) Proveďte návrh konstrukce jednotky s konzultacemi se zadavatelem, firmou Papcel a.s., Litovel.
- 3) Proveďte potřebné pevnostní, případně životnostní kontroly dílů jednotky.
- 4) Zpracujte 3D model jednotky.
- 5) Zpracujte sestavný výkres jednotky případně další dokumentaci podle pokynů vedoucího práce.

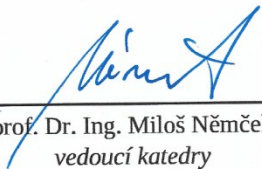
Seznam doporučené odborné literatury:

Boháček, F. Části a mechanismy strojů I a II. Brno: VUT Brno, 1987.
Bolek, A. a kol. Části strojů - svazek 1. a 2. Praha: SNTL, 1990.
Němec, J. a kol. Pružnost a pevnost ve strojírenství. Praha: SNTL, 1989.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016
Datum odevzdání: 15.05.2017


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15.5.2017



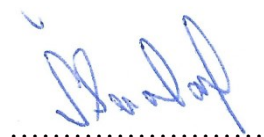
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 15.5.2017



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Petr Škrabal

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Náklo 159, 783 32 Náklo

Anotace diplomové práce

Škrabal, P. *Dvouzónový mlecí stroj pro mletí papírenských vodolátek: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, 65 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem dvouzónového mlecího stroje pro mletí papírenských vodolátek. V úvodu práce se zabývám výrobou papíru a teorií mletí papírenských vodolátek. V další části práce se věnuji konstrukci jednotlivých typů mlecích strojů. Výsledkem práce je pak návrh výsledného konceptu řešení a návrh strojní jednotky mlecího stroje 2DR5.

Annotation of Master thesis

Škrabal, P. *Double Disc Refiner for Pulp and Paper Refining: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017, 65 p. Thesis head: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

This Master thesis deals with design of the double disc refiner for pulp and paper refining. In the introduction, I deal with a paper manufacturing and paper stock refining theory. The next section is devoted to the design of individual refining machine types. Result of the Master thesis is the final draft of the concept and design of the 2DR5 machine unit.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	8
1 Úvod.....	13
1.1 Cíle diplomové práce	13
2 Představení společnosti PAPCEL a.s.	14
3 Proces výroby papíru a mletí papírenských látek	15
3.1 Proces přípravy vodolátky	16
3.2 Stanovení stupně mletí a práce mlecího stroje.....	18
3.3 Vliv konstrukce mlecích orgánů na proces mletí.....	19
3.4 Popis a schéma mlecí linky.....	21
4 Přehled konstrukčních řešení mlecích strojů.....	22
4.1 Papírenská stoupa	22
4.2 Holandr	23
4.3 Kuželové mlýny.....	24
4.4 Diskové mlýny	25
5 Návrh konceptů řešení.....	26
5.1 Strojní jednotka s odlévanými díly	26
5.2 Strojní jednotka se svařovanými díly.....	27
5.3 Volba výsledného konceptu.....	28
5.4 Návrh strojní jednotky pro menší průměr mlecích orgánů	28
6 Konstrukční návrh mlecího stroje 2DR5.....	30
6.1 Návrh hřídele	30
6.2 Návrh ložisek	38
6.3 Návrh přitlačného mechanismu	40
6.4 Návrh rotoru.....	43
6.5 Návrh ucpávky.....	46

6.6	Návrh posuvného statoru	48
6.7	Návrh vstupní komory	50
6.8	Návrh víka.....	51
6.9	MKP analýza pracovní komory víka a posuvného statoru	52
6.10	Návrh závěsu víka.....	54
6.11	Měření polohy garnitur	61
7	Závěr	62
8	Seznam literatury a dalších zdrojů	63
9	Seznam příloh.....	65

Seznam použitých značek a symbolů

Značka:	Popis:	Jednotka:
a	Rozměr nosníku	mm
a	Velikost koutového svaru	mm
a_{SKF}	Součinitel a_{SKF}	-
b	Rozměr nosníku	mm
b	Šířka pera	mm
b_p	Šířka pera posuvného statoru	mm
d	Průměr hřídele	mm
d	Průměr hřídele s perem	mm
d_2	Střední průměr závitu	mm
d_3	Malý průměr závitu	mm
d'_3	Minimální průměr šroubu	mm
d_{a2}	Průměr vrcholu náboje	mm
d_{hmin}	Minimální průměr hřídele	mm
d_m	Průměr mlecích orgánů	mm
d_n	Průměr náboje hřídele	mm
d_s	Průměr trapézového šroubu	mm
d_{v1}	Průměr vstupního hrdla	mm
d_{v2}	Průměr výstupního hrdla	mm
e	Výpočtový součinitel ložiska	-
f_b	Faktor přetížitelnosti motoru	-
f_p	Součinitel tření	-
f_z	Součinitel tření v závitu	-
h	Výška pera	mm
h_p	Výška pera	mm
i	Počet šroubů	-
i_{ges}	Převodový poměr motoru přítlačného mechanismu	-
i_p	Převodový poměr zdvižné převodovky	-
k	Počet mlecích zón na mlecích orgánech	-
k_3	Převodní součinitel svarového spoje	-
k_4	Převodní součinitel svarového spoje	-
k_s	Výsledná statická bezpečnost	-
k_s	Statická bezpečnost šroubového spoje	-

Značka:	Popis:	Jednotka:
k_{sh}	Statická bezpečnost pro návrh minimálního průměru hřídele	-
k_{smin}	Požadovaná minimální bezpečnost hřídele	-
k_{sp}	Bezpečnost proti prokluzu	-
k_{sv}	Požadovaná bezpečnost svarového spojení	-
k_{zv}	Součinitel zvratu motoru	-
l	Délka svarového spojení	mm
l	Délka hřídele	mm
l	Délka pera	mm
l_d	Délka drážkování	mm
l_p	Délka pera posuvného statoru	mm
l_{vsv}	Výpočtová délka svarového spojení	mm
m	Modul drážkování	mm
m_{ld}	Hmotnost ložiskového domku	kg
m_{mo}	Hmotnost mlecích orgánů	kg
m_p	Hmotnost zdvižné převodovky s pohonem	kg
m_r	Hmotnost rotoru	kg
m_{uh}	Hmotnost uložení hřídele	kg
m_v	Celková hmotnost víka se souvisejícími díly	kg
n	Otáčky stroje	min^{-1}
n_{pM}	Otáčky převodového motoru	min^{-1}
n_{pm}	Otáčky zvoleného převodového motoru	min^{-1}
p	Stoupání závitu šroubu	mm
p_l	Tlak na boku zubu drážkování	MPa
p_D	Dovolené otláčení pera	MPa
p_{ph}	Otláčení pera hřídele	MPa
p_{pps}	Otláčení pera posuvného statoru	MPa
p_v	Výpočtový tlak v komoře mlýnu	bar
p_s	Stoupání trapézového šroubu	mm
s	Výpočtový rozměr – rameno	mm
s_0	Statická bezpečnost ložiska	-
s_{0min}	Minimální požadovaná statická bezpečnost ložiska	-
s_1	Výpočtový rozměr – rameno	mm
t	Hloubka drážky v hřídeli	mm
t_1	Hloubka drážky v náboji	mm

Značka:	Popis:	Jednotka:
v_v	Rychlost výsuvu trapézového šroubu	mm/min
x	Výpočtový rozměr – rameno	mm
z	Zdvih převodovky	mm
z	Počet drážek	-
B_s	Specifické zatížení hran nožů mlecích orgánů	Ws/km
C	Základní dynamická únosnost ložiska	kN
C_0	Základní statická únosnost ložiska	kN
D_{a1}	Průměr vrcholu drážkovaného náboje	mm
D_p	Průměr v místě pera posuvného statoru	mm
D_s	Průměr statoru	mm
D_{sd}	Střední průměr drážkování	mm
$D_{\dot{s}}$	Roztečný průměr šroubového spoje	mm
F_a	Axiální síla působící na hřídel	N
F_d	Síla působící na 1 zub drážkovaného náboje	N
F_{MAX}	Maximální zátěžná síla zdvižné převodovky	kN
F_o	Osová síla ve šroubu	N
F_{o1}	Osová síla na 1 šroub	N
F_{oc}	Celková osová síla	N
F_p	Maximální přitlačná síla	N
F_p	Výsledná síla zatěžující šroub závěsu	N
F_{p1}	Síla zatěžující šroub závěsu	N
F_{p2}	Síla zatěžující šroub závěsu	N
F_{ph}	Síla působící na pero hřídele	N
F_{pps}	Síla působící na pero posuvného statoru	N
F_r	Radiální síla působící na hřídel	N
F_v	Síla zatěžující závěs víka	N
J_{pSV}	Kvadratický moment průřezu	mm ⁴
L	Vzdálenost svaru od působíště síly	mm
L_{10h}	Trvanlivost ložiska	hod
L_{10hmin}	Minimální požadovaná trvanlivost ložiska	hod
L_l	Délka korespondujících nožů statoru a rotoru v mlecí zóně	km
L_{nmh}	Trvanlivost ložiska dle SKF	hod
L_s	Sekundová délka řezných hran nožů	km/s
M_A	Ohybový moment k bodu A	Nm

Značka:	Popis:	Jednotka:
M_B	Ohybový moment k bodu B	Nm
M_o	Ohybový moment	Nm
M_{oAA}	Ohybový moment na hřídeli v místě řezu A-A	Nm
M_{oBB}	Ohybový moment na hřídeli v místě řezu B-B	Nm
M_{tv}	Potřebný točivý moment pro zdvih převodovky	Nm
N_{Si}	Počet nožů statoru v uvažované mlecí zóně	-
N_{Ri}	Počet nožů rotoru v uvažované mlecí zóně	-
P	Příkon mlecího stroje	W
P	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	N
P_0	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	N
$P_{\check{c}}$	Čerpací příkon	W
P_m	Výkon převodového motoru	kW
P_M	Výpočtový výkon motoru	kW
P_{pm}	Výkon zvoleného převodového motoru	kW
Q	Maximální průtok mlecím strojem	l/min
R_a	Radiální reakce na hřídeli v místě A	N
R_b	Radiální reakce na hřídeli v místě B	N
R_{bax}	Axiální reakce na hřídeli v místě B	N
$R_{e1.4541}$	Mez kluzu materiálu 1.4541	MPa
R_{e11523}	Mez kluzu materiálu 11 523	MPa
$R_{e1.4462}$	Mez kluzu materiálu 1.4462	MPa
$R_{m1.4462}$	Mez pevnosti materiálu 1.4462	MPa
$S_{\check{c}h}$	Plocha čela hřídele	mm ²
S_{ph}	Plocha pera hřídele	mm ²
S_{po1}	Plocha jednoho přepouštěcího otvoru	mm ²
S_{poC}	Celková plocha přepouštěcích otvorů	mm ²
S_{pps}	Plocha pera posuvného statoru	mm ²
S_{ps}	Plocha posuvného statoru	mm ²
S_{vl}	Plocha vstupního hrdla	mm ²
T_k	Točivý moment	Nm
T_{kAA}	Točivý moment na hřídeli v místě řezu A-A	Nm
T_{kBB}	Točivý moment na hřídeli v místě řezu B-B	Nm
T_{km}	Točivý moment převodového motoru	Nm
T_{kM}	Točivý moment motoru	Nm

Značka:	Popis:	Jednotka:
T_{kp}	Točivý moment působící na pero posuvného statoru	Nm
T_{kzv}	Točivý moment zvratu motoru	Nm
T_{xAA}	Axiální síly v místě řezu A-A	N
T_{xBB}	Axiální síly v místě řezu B-B	N
T_{yAA}	Tečné síly v místě řezu A-A	N
T_{yBB}	Tečné síly v místě řezu B-B	N
W_k	Modul průřezu v krutu	mm ³
W_o	Modul průřezu v ohybu	mm ³
W_{kSV}	Modul průřezu v krutu svarového spojení	mm ³
W_{oSVx}	Modul průřezu v ohybu svarového spojení	mm ³
Y_0	Výpočtový součinitel soudečkového ložiska	-
Y_1	Výpočtový součinitel soudečkového ložiska	-
Y_2	Výpočtový součinitel soudečkového ložiska	-
α	Úhel stoupání závitu	°
α_k	Součinitel v krutu	-
α_o	Součinitel v ohybu	-
β_k	Součinitel přídavného krutu	-
σ_{Doh}	Dovolené namáhání hřídele v ohybu	MPa
σ_o	Namáhání v ohybu	MPa
σ_{RED}	Redukované napětí	MPa
$\sigma_{REDGUEST}$	Redukované napětí dle Guestovy hypotézy	MPa
σ_{REDMAX}	Maximální redukované napětí	MPa
σ_t	Namáhání v tahu	MPa
τ_1	Namáhání koutového svaru v ohybu	MPa
τ_2	Namáhání koutového svaru ve střihu	MPa
τ_{Dkh}	Dovolené namáhání hřídele v krutu	MPa
τ_{DSV}	Dovolené namáhání koutového svaru	MPa
τ_k	Namáhání v krutu	MPa
τ_{RED}	Redukované namáhání svarového spojení	MPa
τ_{SV}	Namáhání svaru v krutu	MPa
ψ	Úhel stoupání závitu	°
φ'	Redukovaný třecí úhel	°

1 Úvod

Cílem této práce je konstrukční návrh čtyřdiskového mlecího stroje pro mletí papírenských vodolátek. Mletí je velmi důležitou technologickou operací v přípravné fázi výroby papíru. V průběhu mletí dochází ke změnám struktury opracovávaných vláken a to především ke změnám jejich rozměrů. Tato operace má významný vliv na kvalitu výsledného produktu.

V první kapitole bude uveden postup výroby papíru a to především z pohledu přípravy vodolátky a samotného mlecího procesu. Následující část se zabývá typy mlecích strojů, které se používaly dříve, a které se používají dnes. V další kapitole budou představeny varianty konstrukčního řešení mlecího stroje. Jako poslední bude proveden samotný konstrukční návrh.

1.1 Cíle diplomové práce

- Seznámení se společností PAPCEL a.s.
- Stručně se seznámit s postupem výroby papíru.
- Popsat proces přípravy vodolátky a proces mletí.
- Zpracovat přehled používaných mlecích strojů.
- Vypracovat konstrukční návrh mlecího stroje pro mlecí orgány 42 až 48 palců.
- Zpracovat 3D model strojní jednotky.
- Zhotovení sestavného výkresu strojní jednotky a vybraných výkresů.

2 Představení společnosti PAPCEL a.s.

PAPCEL je česká společnost, která působí v oblasti dodávek a výroby kompletních papírenských technologií, které jsou určeny pro výrobu běžně dostupných a užívaných druhů papíru. V papírenském průmyslu působí firma PAPCEL již od roku 1950. V jejím vlastnictví jsou výrobní závody v České republice ve městě Litovel, kde je její hlavní sídlo a v Itálii. Dále řídí dceřiné pobočky v Ruské federaci a Indii a má obchodní zastoupení ve více než 20 zemích po celém světě. Téměř veškerá produkce společnosti je určena na export. Společnost zaměstnává více než 430 zaměstnanců a její roční obrat se pohybuje kolem 1,5 miliardy korun.

Firma PAPCEL je schopna dodat zákazníkovi kompletní zařízení papírny i s potřebnou doprovodnou infrastrukturou – tzv. dodávky na klíč. Dále vyrábí a dodává stroje a zařízení pro kompletní linky připravené látky a papírenské stroje. Dále zajišťuje kusové dodávky jednotlivých strojů, opravy, repase, rekonstrukce výrobních uzlů. Pro dodaná zařízení je schopna zákazníkovi dodávat náhradní díly a poskytovat servisní a technologické služby. Tyto dodávky jsou doplněny službami, které zajišťují montáž strojů a linek přímo u zákazníka a jejich uvedení do provozu. Další oblastí, kterou se firma zabývá, je přestavba a modernizace stávajících papírenských strojů a případné jejich přemístění po celém světě.

[18]



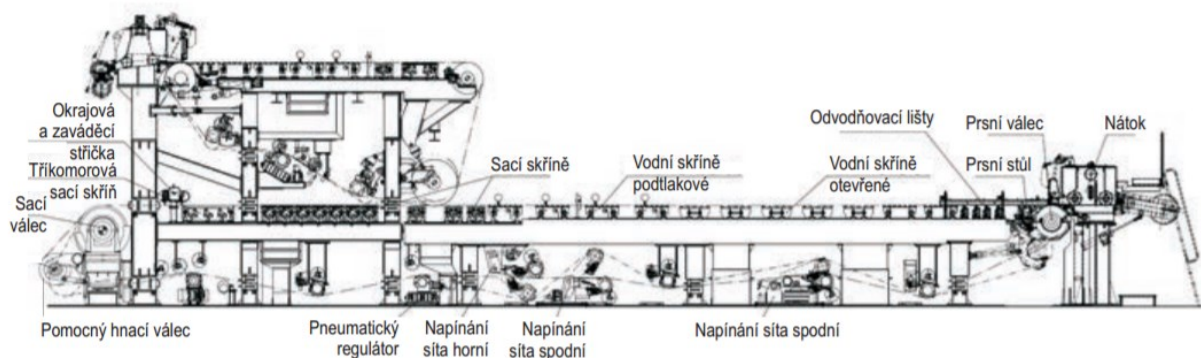
obr. 2.1 Logo firmy PAPCEL [6]

3 Proces výroby papíru a mletí papírenských látek

Výrobu papíru lze rozdělit do dvou základních fází, na přípravu papíroviny a na výrobu papíru na papírenském stroji.

Při přípravě papíroviny se nejprve vstupní suroviny rozvlákní a tím se z nich vytvoří vodní suspenze. Následně se tato suspenze mele. Při mletí dochází ke krácení vláken nebo k fibrilaci. Po mletí se do suspenze přidávají plnidla, která zajistí, že papírovina bude mít požadované vlastnosti. Dále se do papíroviny přidávají klížidla. Ta mají za úkol zvýšit odolnost papíru proti vniknutí vlhkosti ze vzduchu do papíru. Pokud chceme, aby byl papír barevný, přidávají se do něj v této fázi ještě barviva. Takto připravená papírovina je tvořena ve většině případů ze 3 % sušiny a 97 % vody.

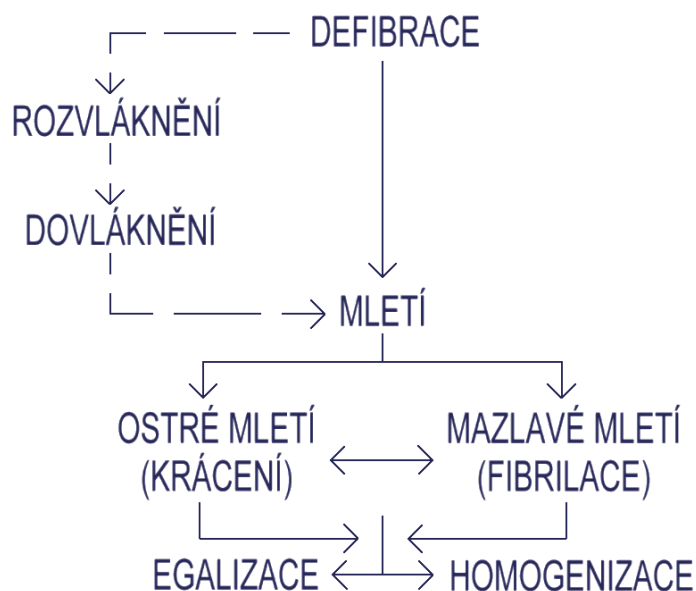
První částí papírenského stroje je nátoková skříň. Ta slouží jako zásobník papíroviny. Z nátokové skříně teče papírovina na síťovou část, kde se postupně zbavuje vody tím způsobem, že se vláknina spojuje a usazuje na síť. Dále vstupuje papírovina do lisové části papírenského stroje, tu tvoří několik válcových lisů za sebou. Díky lisování se z papíroviny odstraňuje další voda a také se vytváří rovinná plocha pásu papíru. Další částí papírenského stroje je sušící část. Z pásu papíru již nelze mechanicky odstranit zbylou vodu. Proto se papír suší na válcích, které jsou vyhřívány parou. Následně pás papíru pokračuje do další části papírenského stroje a to na kalandr. Kalandr má za úkol zvýšit hladkost papíru. Jde opět o soustavu lisovacích válců, které jsou umístěny za sušící částí. Čím více je zde lisovacích válců, tím je výsledný papír hladší. Při této operaci vzniká již i konečný vzhled papíru. Poslední částí papírenského stroje je navíjecí část. V této části se hotový papír navíjí na buben, v papírnictví nazývaný tambor. Když navinutá role na tamboru přesáhne požadovaný průměr, tambor se posune a pás papíroviny se začne navíjet na další tambor. Kotouče se dále dle požadavků zákazníka mohou převíjet, popřípadě se řezají na jednotlivé archy. [13]



obr. 3.1 Síťová část papírenského stroje PAPCEL a.s. [19]

3.1 Proces přípravy vodolátky

Rozdělení procesu přípravy vodolátky do jednotlivých fází je znázorněno na následujícím obrázku (obr. 3.2).



obr. 3.2 Rozdělení přípravy papíroviny do jednotlivých fází

Defibrace je uvolňování vláken z dřevěné hmoty. Provádí se na speciálních defibrátorech, v některých případech lze použít i diskových mlýnů. Typickým příkladem defibrace je zpracování suků z vařené buničiny. Defibrace se vlastního mletí papíroviny týká jen okrajově. Pokud se přivádí defibrovaná látka ve stavu vodolátky, přechází přímo na mletí, pokud však byla usušena, musí se před mletím rozvláknit a dovláknit. Pokud se v lince zpracovává sběrový papír, vždy se musí rozvláknit a dovláknit. [3]

Rozvláknění se provádí se sběrovým papírem a sušenou celulózou. Jeho účelem je roztrhat vlákninu na čerpatelnou suspenzi. Takto připravená látka většinou obsahuje část volných vláken a část nerozvlákněných zbytků, které jsou ve formě útržků a shluků vláken, které mají různě narušeny mezivláknové vazby. Nejčastěji se pro rozvláknění používají vířivé rozvlákňovače. [3]

Dovláknování je operace, která má za účel odstranit z látky nerozvlákněné zbytky materiálu a shluky vláken. Po této operaci by měla látka obsahovat pouze volná vlákna v původních rozměrech. V praxi se uvádí účinnost rozvláknění mezi 80 % až 95 %. [2]

Mletí je nejdůležitější technologickou operací v linkách připraven látky. V průběhu tohoto procesu dochází ke změnám struktury vláken, především však ke změnám jejich rozměrů v podélném a příčném směru a k současnému zvětšování jejich aktivního povrchu. Různou konstrukcí mlecích orgánů a volbou technologických podmínek můžeme některé vlastnosti mlecího procesu zdůraznit a některé potlačit. Při mletí rozlišujeme dva způsoby opracování vláken: [2]

- ostré mletí – krácení vláken,
- mazlavé mletí – fibrilace.

Ostré mletí nastává tehdy, když v průběhu mletí převažuje příčné řezání vláken. Při krácení dochází k výrazným změnám středních délek vláken, aktivní povrch vláken se takřka nemění. Na krácení mají největší vliv hrany mlecích orgánů, používají se mlecí orgány s úzkými noži a ostrými hranami. Důsledkem toho jsou malé vazební schopnosti vláken a tím i nízké mechanické vlastnosti výsledného produktu. [3]

Mazlavé mletí neboli fibrilace nastává, když v procesu mletí převažuje hmoždění vláken, za současného třepení jejich konců a podélného štěpení. Při tomto typu mletí dochází k malým změnám středních délek vláken, ale výrazně se zvětšuje aktivní povrch vlákna, což zajišťuje jejich dobré vazební schopnosti. Na fibrilaci má největší vliv tření, hmoždění a hnětení vláken, ke kterému dochází na styku ploch mlecích orgánů – používají se mlecí orgány se širokými noži. [3]

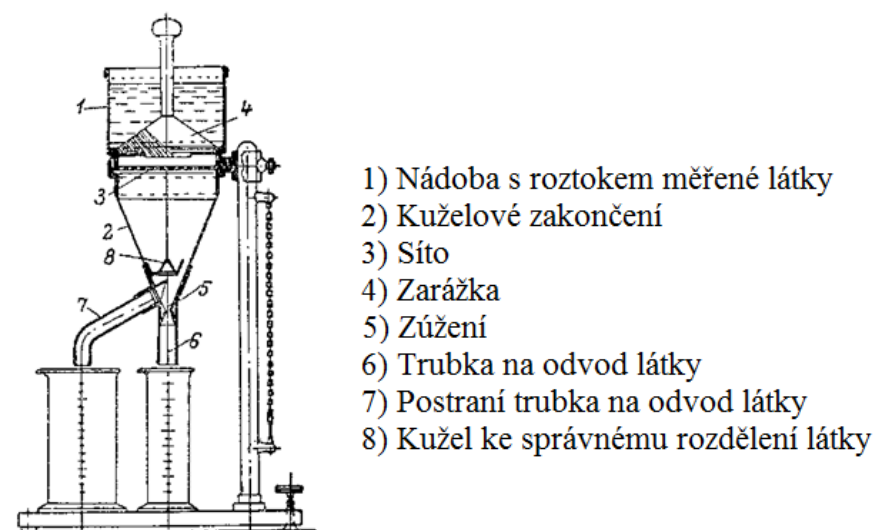
Pokud při mletí dochází současně ke krácení a fibrilaci vláken, jedná se o takzvané univerzální mletí. Tento typ mletí se v praxi vyskytuje nejčastěji. [3]

Egalizace je koncovou operací v procesu přípravy látky. Jejím účelem je zrovnoměrnění látky z hlediska délky vláken, především jejich krácením. Egalizací lze značně ovlivnit tvorbu listu papíru, proto tento proces řídí již obsluha papírenského stroje. [3]

Homogenizace je taktéž dokončující operací. Používá se tam, kde proces egalizace negativně ovlivňuje jakost látky. Hlavním úkolem je dokonalé promísení jednotlivých prvků v suspenzi. Tento proces bývá ovládán přímo obsluhou papírenského stroje. [3]

3.2 Stanovení stupně mletí a práce mlecího stroje

Stupeň mletí SR udává, jak moc jsou vlákna v suspenzi opracována. Stanovuje se na základě odvodňovací schopnosti suspenze. Tato zkouška se provádí na zařízení, které je uvedeno na obr. 3.3. Jakmile je všechna látka vlita do nádoby, kuželové zakončení se povytáhne a látka začne protékat sítím do spodní části přístroje. Je-li látka ostrá, voda vyteče rychle, vyplní dolní část kužele a látka vyteče širokým otvorem postranní trubky. Skleněný válec pod postranní trubicí je rozdělen na 100 dílků a každý dílek odpovídá 1° mletí. [6]



obr. 3.3 Schéma zařízení pro určení stupně mletí SR [6]

Jakost mleté látky lze rozdělit na:

- ostře mletá látka 35° – 40°SR – sací a filtrační papíry,
- středně mletá látka 40° – 60 °SR – psací a tiskové papíry,
- mazlavě mletá látka 60° – 85 °SR – nepromastitelné papíry, kondenzátorový papír.

Práci mlecího stroje lze popsat jako energii, kterou musíme vynaložit na opracování vláken. Tuto energii značně ovlivňuje charakter opracování vláken a stupeň jejich opracování. V praxi se často využívá tzv. Brechtovo kritérium. Dle této teorie charakter mlecího procesu není závislý na typu mlecího stroje. Za předpokladu, že mlecí orgány mají shodnou geometrii, je charakter mlecího procesu při totožných technologických podmínkách ovlivněn specifickým zatížením hran nožů B_s . Za předpokladu, že dominantní část mlecí práce se koná na hranách mlecích orgánů, lze specifické zatížení hran definovat následujícím vztahem (3.1). [2]

$$B_s = \frac{P - P_{\epsilon}}{L_s} \quad (3.1)$$

Hodnota B_s je udávána ve [Ws/km], a její hodnoty se v praxi pohybují mezi 600 – 2000 [Ws/km]. V tomto vztahu je P celkovým příkonem mlecího stroje [W] a P_{ϵ} je tzv. čerpací příkon [W], což je příkon, který je potřebný na pokrytí všech mechanických a hydraulických ztrát. Sekundová délka řezných hran nožů L_s [km/s], představuje celkovou činnou délku kontaktu hran nožů rotoru s hranami nožů statoru, která působí na vlákna ve stroji v průběhu jedné sekundy. Sekundová délka řezných hran nožů se určí dle vztahu (3.2). [2]

$$L_s = \frac{n}{60} \sum_{i=1}^k L_l \cdot N_{si} \cdot N_{Ri} \quad (3.2)$$

- n představují otáčky stroje [ot/min],
- L_l je délka korespondujících nožů statoru a rotoru v uvažované mlecí zóně [km]
- N_{si} představuje počet korespondujících nožů statoru v uvažované mlecí zóně [-]
- N_{Ri} je počet korespondujících nožů rotoru v uvažované mlecí zóně [-]
- k je počet mlecích zón na mlecích orgánech [-]

Velikost specifického zatížení hran nožů zásadně ovlivňuje charakter mlecího procesu. Obecně lze říci, že s rostoucím specifickým zatížením hran mlecích orgánů vzrůstá podíl vláken, které jsou kráceny.

Potřebný celkový příkon mlecího stroje pro uvažované specifické zatížení hran nožů lze tedy určit dle následujícího vztahu (3.3). [2]

$$P = B_s \cdot L_s + P_{\epsilon} \quad (3.3)$$

3.3 Vliv konstrukce mlecích orgánů na proces mletí

Konstrukce mlecích orgánů zásadně ovlivňuje mlecí proces. Hlavní konstrukční zásady, které ovlivňují mlecí proces, jsou:

- řezný úhel,
- šířka a hustota nožů,
- materiál mlecích orgánů.

Řezný úhel je úhel, který svírají funkční hrany nožů statoru a rotoru ve směru toku látky. Jeho vliv je značný. Pokud je úhel malý, dochází ke krácení vláken. Pokud je velký, dochází k fibrilaci. V praxi se volí následující řezné úhly: [2]

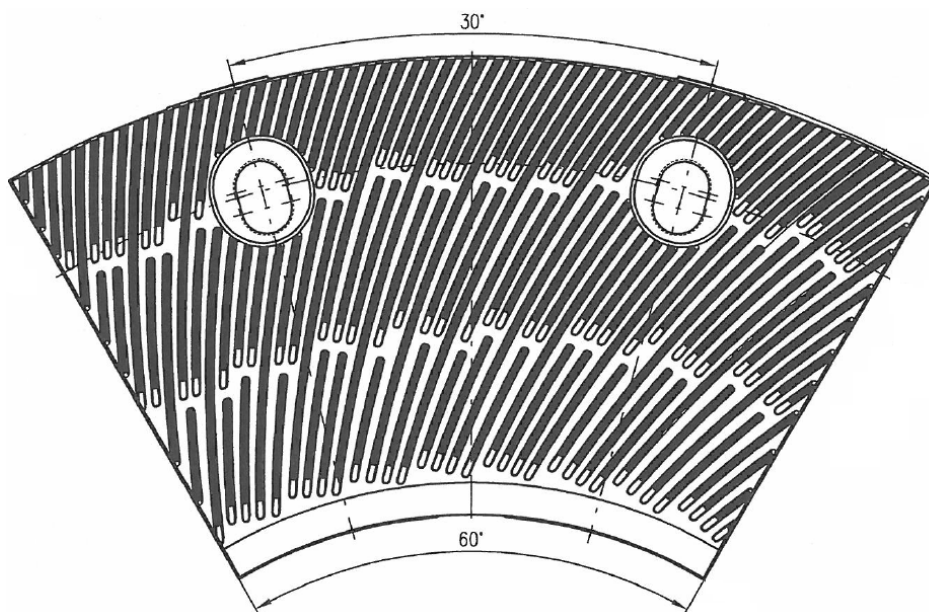
- pro krácení $0^\circ - 15^\circ$,
- univerzální mletí $15^\circ - 30^\circ$,
- fibrilační mletí $30^\circ - 90^\circ$.

Šířka a hustota nožů taktéž zásadně ovlivňuje mlecí proces. Mají-li mlecí orgány úzké nože (2 – 4 mm) a je zvolena malá hustota nožů, dochází spíše ke krácení vláken. Pokud mají mlecí orgány nože široké (4 – 10 mm) a je zvolena jejich velká hustota, dochází k jejich hmoždění – fibrilaci. Počet mlecích nožů je omezen průtokovými podmínkami v drážkách mlecích orgánů. [2]

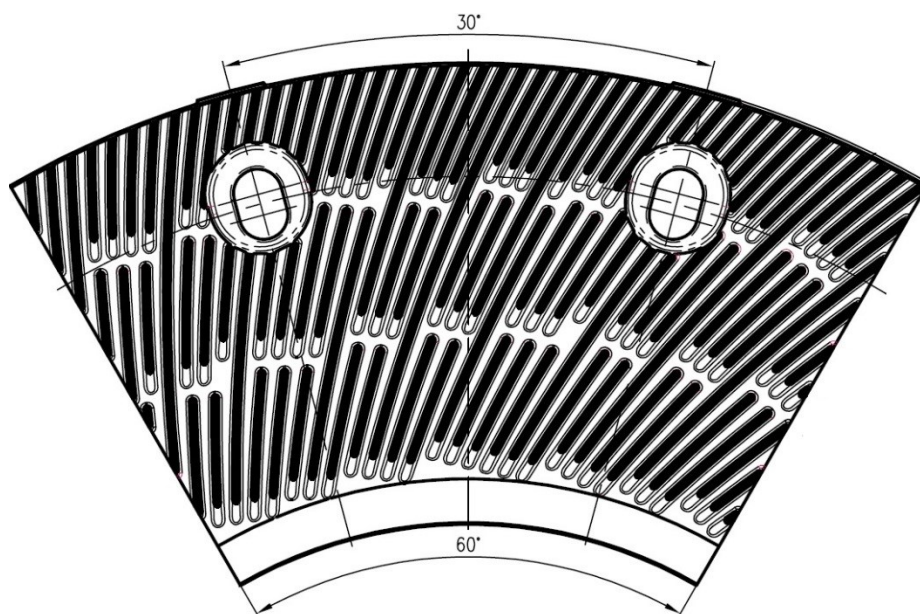
Volba vhodného materiálu pro výrobu mlecích orgánů je podmíněna pokud možno největší životností, nízké ceny a charakterem mlecího procesu. Pro krácení vláken jsou vhodné materiály tvrdé (50 – 55 HRC) schopné udržet i za dlouhého provozu ostré funkční hrany a hladké plochy nožů. Naopak materiály, vhodné pro výrobu mlecích orgánů vhodných k fibrilaci, by měly již po krátké době zajistit zakulacení funkčních hran nožů a funkční plochy by měly být trvale drsné. [2]

Na obr. 3.4 je znázorněna spirální garnitura typu RRR, která je vhodná pro domílání dlouhovláknitých buničin předemletých na nejméně 40°SR při konzistenci do 4 %. Pro tyto mlecí orgány je vhodné měrné zatížení hran $B_s = 700 \text{ Ws/km}$. [6]

Na obr. 3.5 je znázorněna spirální garnitura typu RRRH, která je vhodná pro fibrilační mletí dlouhovláknitých buničin při konzistenci do 5%. Pro tyto mlecí orgány je vhodné měrné zatížení hran $B_s = 1\,400 \text{ Ws/km}$. [6]



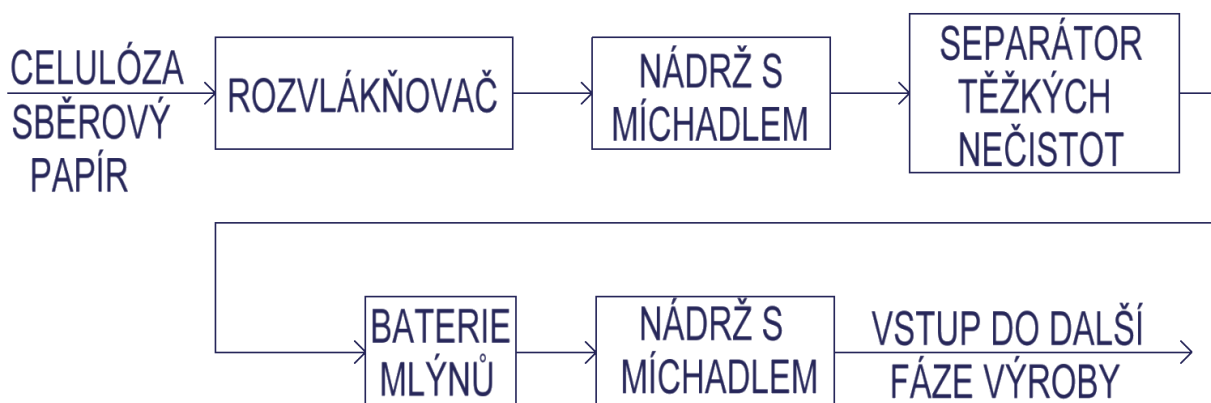
obr. 3.4 Spirální garnitura typ RRR [6]



obr 3.5 Spirální garnitura typ RRRH [6]

3.4 Popis a schéma mlecí linky

Vstupní surovinou do mlecí linky je buď celulóza, popřípadě vytrízený sběrový papír. Nejprve se suché vstupní suroviny dopraví do rozvlákňovače, kde se smíchají s vodou a rozmělní se na malé části. Následně se přečerpá do zásobní nádrže s míchadlem, kde se promíchává. Z nádrže teče látka do separátoru těžkých nečistot, tam se odstraní případně zbylé nečistoty, jako jsou kamínky a písek. Dalším krokem je pak samotné mletí na mlýnech. V lince bývá více mlýnů, přes které látka prochází. Po mletí se látka dostává do další zásobní nádrže s míchadlem. Z ní pak putuje potrubím, do kterého ústí další chemické látky například pro vybělení. Takto upravená látka opět putuje do nádrže s míchadlem, kde se vše důkladně promíchá. Následně látka vstupuje do další části linky výroby. Příklad mlecí linky je uveden v příloze A. [6]



obr. 3.6 Blokové schéma mlecí linky

4 Přehled konstrukčních řešení mlecích strojů

Mlecí stroje jsou spojeny s výrobou papíru již od počátku. Během let došlo k převratným změnám ve výrobě papíroviny, tím i v konstrukci mlecích strojů. Před vynálezem prvních strojů se papírovina připravovala ručně a to roztloukáním papíroviny v moždících. Mlecí stroje lze rozdělit na:

- papírenské stoupy,
- holandry (holendry),
- kuželové mlýny,
- diskové mlýny.

4.1 Papírenská stoupa

Papírenská stoupa je tvořena dřevěným, popřípadě kamenným korytem s vyztuženým dnem. Na dno tohoto koryta dopadala těžká dřevěná popřípadě kovová kladiva, která byla zavěšena na pákách. Tyto páky zvedala hřídel, která byla poháněna vodním kolem. Jejich postupným zvedáním se zajišťovala cirkulace materiálu. Papírenské stoupy byly vynalezeny kolem 5. století n. l. a hojně se používaly až do vynálezu holandru. [20]



obr. 4.1 Papírenská stoupa v ruční papírně ve Velkých Losínách [16]

4.2 Holandr

Holandr byl vynalezen ve 2. pol. 17. století v Holandsku. Skládá se z holandrové vany, v ní je uložen válec, na kterém jsou nože po celé jeho délce. Pod válcem se nachází tzv. brdo. To je osazeno noži. Válec se otáčí, papírenská látka v holandru cirkuluje a prochází mezi noži na válci a na brdu, kde dochází k procesu mletí. Měrný mlecí tlak a mezera mezi noži válce a brda se mění pomocí pákového mechanismu. Dle konstrukce se holandry dělí na: [4]

- otevřené,
- s nucenou cirkulací,
- přehazovací,
- kontinuální,
- speciální.

V dnešní době se již takřka tyto stroje nepoužívají pro svůj malý mlecí výkon a diskontinuální provoz. V současnosti jsou nahrazovány efektivnějšími kuželovými a diskovými mlecími stroji. [6]



obr. 4.2 Holandr v ruční papírně ve Velkých Losínách [14]

4.3 Kuželové mlýny

Tento typ mlecích strojů je vhodný především ke krácení vláken a ostrému mletí buničin, které se vyznačují velkým mlecím odporem. Je vhodný pro nepřetržitý způsob práce, ale v současnosti se téměř nevyužívá kvůli nákladné výrobě mlecích orgánů. Ty jsou ve většině případů odlévány. Popřípadě je tvoří nože, které se vsazují do speciální výdřevy.

V praxi rozlišujeme dva druhy kuželových mlecích strojů:

- kuželové mlecí stroje s ostrým vrcholovým úhlem cca 15°,
- strmokuželové mlecí stroje s vrcholovým úhlem 90° až 120°.

Papírenská vodolátka vstupuje axiálně do mlecího stroje a vstupuje mezi kuželový rotor a statorové desky, mezi kterými dochází k mlecímu procesu. Látka postupuje po kuželu, až do jeho horní části. Za ním vychází ven z mlecího stroje. Potřebný měrný mlecí tlak se vyvozuje přisunem kuželového rotoru a jeho kompletním uložením ke statorovým mlecím orgánům. [6]



obr. 4.3 Kuželový mlýn ConFlow od firmy VALMET [21]

4.4 Diskové mlýny

Diskové mlýny jsou v současné době nejpoužívanějšími mlecími stroji. Jsou vhodné pro krácení i pro fibrilaci. Mlecí orgány jsou vyráběny odléváním a skládají se z jednotlivých segmentů. Diskové mlýny se dělí na:

- dvoudiskové – 1 mlecí zóna – 2 sady mlecích orgánů,
- čtyřdiskové – 2 mlecí zóny – 4 sady mlecích orgánů.

U diskových mlýnů látka vstupuje z vtokové části axiálně do prostoru pracovní skříně. U čtyřdiskového provedení se látka dělí na dvě části. První prochází přední mlecí zónou, druhá část postupuje přes přepouštěcí otvory do zadní mlecí zóny. Následně látka postupuje mezi statorem a rotorem. Po průchodu mlecími zónami se proudy látky spojí a vycházejí ze skříně radiálním výstupním hrdlem. Potřebný posuv posuvného statoru je vyvozován nejčastěji zdvižnou převodovkou s trapézovým šroubem, která je poháněna elektropřevodovkou. Při výsuvu šroubu dochází k přiblížení mlecích orgánů a tím k vyvození potřebného zatížení mlecího stroje. [6]



obr. 4.4 Čtyřdiskový mlecí stroj 2DR3 od firmy PAPCEL a.s. [17]

5 Návrh konceptů řešení

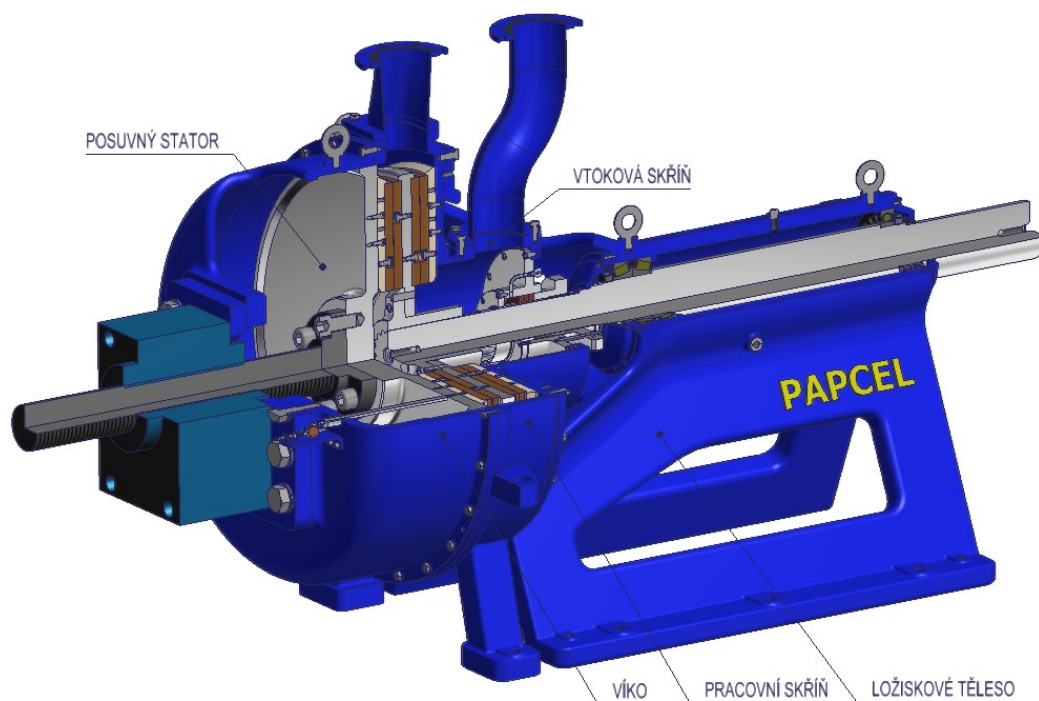
Při řešení jsem zvažoval dva způsoby konstrukčního návrhu strojní jednotky. Strojní jednotka, která bude sestavena z odlitých dílů a druhou variantu, která se bude skládat z jednotlivých svařenců. Dalším požadavkem bylo, aby byla umožněna co nejjednodušší údržba a demontáž dílů stroje bez toho, aby se muselo pohybovat pohonem strojní jednotky. Při koncepčním návrhu jsem nepředpokládal sériovost výroby.

5.1 Strojní jednotka s odlévanými díly

Takto navržená strojní jednotka bude zapadat do řady mlýnů firmy PAPCEL, a. s. Pro usnadnění montáže a demontáže je koncept uspořádán tak, aby se všechny díly daly vymontovat z přední části mlýnu po otevření jeho víka, což u menších strojních jednotek nelze. Odlévané díly lépe tlumí vibrace, nicméně pořizovací náklady modelů a jejich skladování je finančně náročné. Předběžná kalkulace cen modelů a odlitků je uvedena v následující tabulce. Do celkové ceny dílu není započítána pořizovací cena modelů a jejich skladování.

Tab. 5.1 Předběžná cenová kalkulace pro mlecí stroj s odlévanými díly

	Jednotka	Ložiskové těleso	Pracovní skříň	Vtoková skříň	Víko	Posuvný stator
Materiál	[-]	42 2425	42 2931	42 2931	42 2931	42 2931
Cena za 1 kg	[Kč]	52	98	98	98	98
Hmotnost dílu	[kg]	2 885	942	141	963	669
Cena modelu	[Kč]	648 000	123 640	25 650	105 000	56 085
Cena odlitku	[Kč]	150 020	92 316	13 818	94 374	65 562
Cena skladování modelu	[Kč/rok]	2 650	2 200	1850	2 350	2 250
Pracnost na součásti	[hod]	50	98	12	31	25
Celková cena dílu	[Kč]	188 806	168 336	23 127	118 421	84 955
Celková pořizovací cena modelů	[Kč]	958 375				
Celkové náklady na uskladnění modelů	[Kč/rok]	11 300				
Cena všech hlavních dílů	[Kč]	583 645				
Celkové náklady na výrobu prvního kusu strojní jednotky včetně modelů	[Kč]	1 542 020				



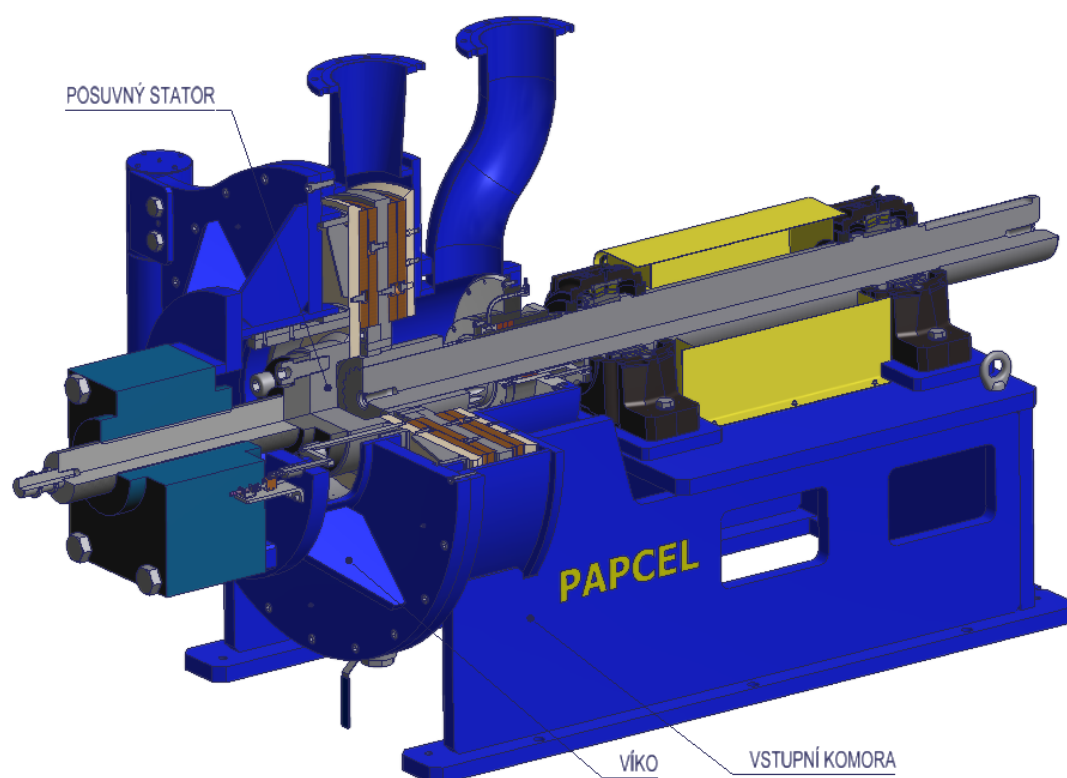
obr. 5.1 Koncepční návrh mlecího stroje s odlévanými díly

5.2 Strojní jednotka se svařovanými díly

Takto navržená strojní jednotka se koncepčně velmi liší. Její hlavní výhodou oproti odlévané variantě je nepotřebnost zakoupení modelů odlitků a jejich skladování. Také cenově je levnější nákup polotovarů. Jeho nevýhodou je větší pracnost při výrobě. Demontáž a údržba je zde ještě snadnější než u konceptu s odlitky, jelikož hřídel je uložena v ložiskových domcích. Může být zdvižena a vytočena ven místo toho, aby byla vytlačována přes ložiskové těleso. Předběžná kalkulace hlavních svařenců je uvedena v následující tabulce. Díl s názvem vstupní komora je svařenec, který by se skládal z ložiskového tělesa, pracovní skříně a vtoku.

Tab. 5.2 Předběžná cenová kalkulace pro mlecí stroj se svařovanými díly

	Jednotka	Vstupní komora		Víko		Posuvný stator	
Materiál	[-]	1.4541	11 523	1.4541	11 523	1.4541	11 523
Cena za 1 kg	[Kč]	80	14	80	14	80	14
Hmotnost dílu	[kg]	3 850		1 105		600	
Cena polotovarů	[Kč]	104 390		64 772		39 750	
Pracnost na součásti	[hod]	336		87		53	
Celková cena dílu	[Kč]	365 029		132 259		80 863	
Cena všech hlavních dílů	[Kč]	578 151					



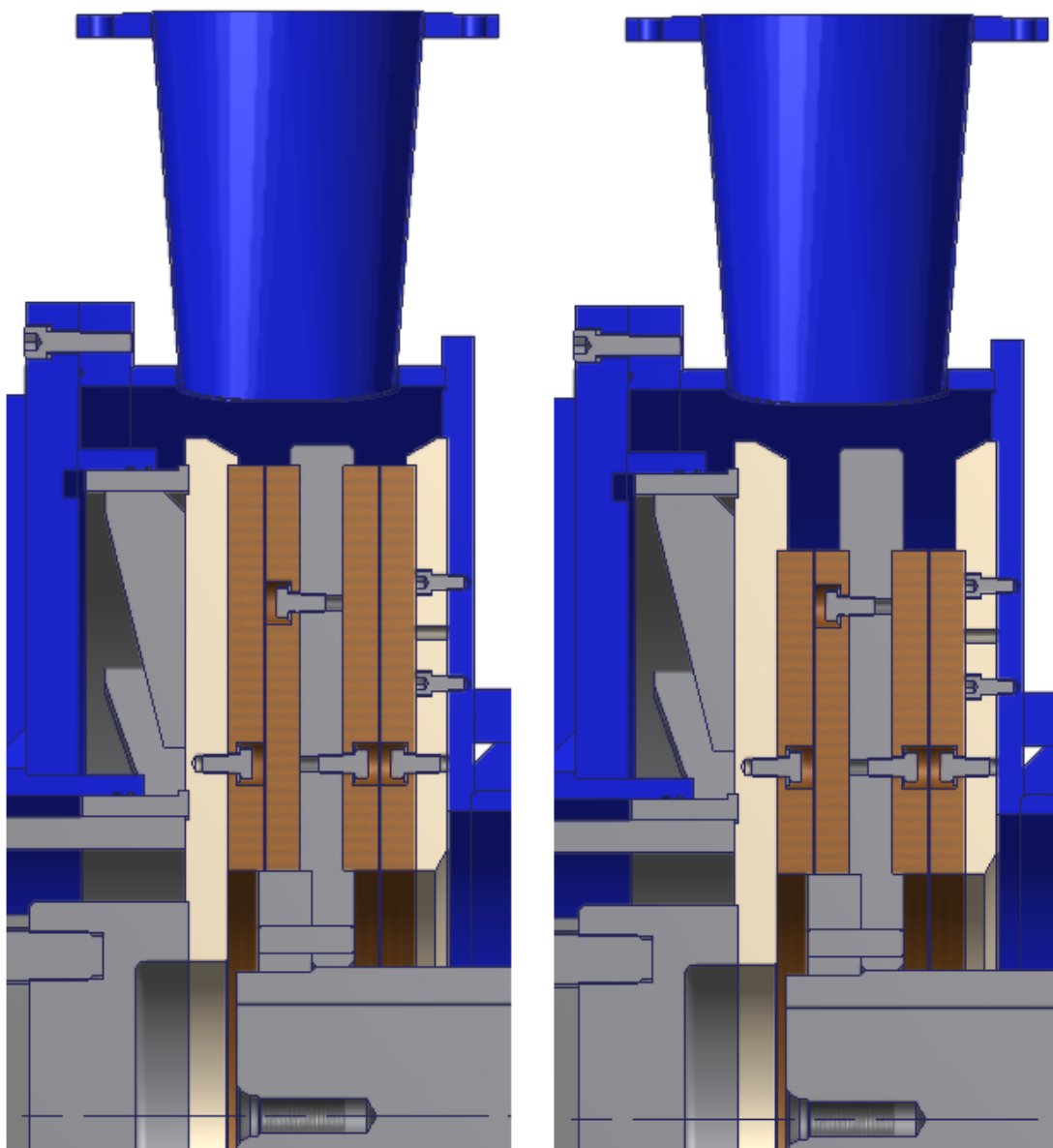
obr. 5.2 Koncepční návrh mlecího stroje se svařovanými díly

5.3 Volba výsledného konceptu

Při porovnání jsem došel k závěru, že je cenově i konstrukčně výhodnější konstrukce strojní jednotky se svařovanými díly. Další významnou konstrukční výhodou je, že pokud bude potřeba upravit strojní jednotku, je výhodnější jak cenově tak konstrukčně upravit výkresy svařenců – není potřeba upravovat modely, popřípadě kupovat je nové. Také odpadají náklady spojené se skladováním modelů, které dle předpokladu by nebyly moc vytížené.

5.4 Návrh strojní jednotky pro menší průměr mlecích orgánů

Dle zadání má strojní jednotka pracovat s mlecími orgány o průměru 42 až 48 palců. Navržená strojní jednotka je navržena tak, že může pracovat s mlecími orgány o průměru 48 palců (1 219 mm) 45 palců (1 143 mm) a 42 palců (1 066 mm). Konstrukce tohoto mlecího stroje je stejná pro všechny tři velikosti mlecích orgánů, podle požadavků zákazníka se montují příslušné statorové desky a rotor. Změna je pouze v osazení, do kterého zapadají jednotlivé segmenty mlecích orgánů. Porovnání konstrukce mlýnu s mlecími orgány o průměru 1219 mm a 1066 mm je na následujícím obrázku. Vlevo je jednotka s mlecími orgány o průměru 1219 mm vpravo pak jednotka s mlecími orgány o průměru 1066 mm.



obr. 5.3 Porovnání strojních jednotek s různými velikostmi mlecích orgánů

6 Konstrukční návrh mlecího stroje 2DR5

V konstrukčním návrhu jsem se zaměřil na velikost mlýnu s největším průměrem mlecích orgánů. Základní konstrukční parametry, které byly zvoleny ve spolupráci s papírenským technologem pro návrh mlýnu jsou:

- výpočtový výkon motoru $P_M = 1700 \text{ kW}$,
- otáčky $n = 400 \text{ min}^{-1}$,
- maximální průtok mlýnem $Q = 9000 \text{ l/min}$,
- průměr mlecích orgánů $d_m = 1219 \text{ mm}$,
- výpočtový tlak v komoře mlýnu $p_v = 0,7 \text{ MPa (7 bar)}$,
- průměr vstupního hrdla $d_{v1} = 250 \text{ mm}$,
- průměr výstupního hrdla $d_{v2} = 250 \text{ mm}$.

Z těchto hodnot jsem určil dle vztahu (6.1) točivý moment motoru, ten však je potřeba navýšit o moment zvratu, který může nastat při spuštění stroje a tím k přetížení. Hodnotu součinitele zvratu jsem volil předběžně $k_{zv} = 3$, jelikož v této fázi návrhu neznám konkrétní typ motoru, který bude použit. Moment zvratu byl určen dle vztahu (6.2).

$$T_{kM} = \frac{30 \cdot P_M}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 1700 \cdot 1000}{\pi \cdot 400} = \mathbf{40\,585 \text{ Nm}} \quad (6.1)$$

$$T_{kzv} = T_{kM} \cdot k_{zv} = 40\,585 \cdot 3 = \mathbf{121\,755 \text{ Nm}} \quad (6.2)$$

S těmito hodnotami jsem přistoupil již k samotnému návrhu jednotlivých komponentů strojní jednotky.

6.1 Návrh hřídele

Hřídel je nejdůležitější součást, od které se pak následně odvíjí návrh dalších základních součástí mlecího stroje. V prvním kroku jsem určil minimální průměr hřídele z kontroly v krutu. Hřídel bude vyrobena z nerezové oceli 1.4462. Mechanické vlastnosti této oceli dle [11] jsou:

- mez kluzu materiálu $R_{el.4462} = 450 \text{ MPa}$,
- mez pevnosti materiálu $R_{m1.4462} = 765 \text{ MPa}$.

V této fázi jsem určil dovolené hodnoty namáhání v ohybu a v krutu. Pro návrh minimálního průměru jsem zvolil po konzultaci se zadavatelem bezpečnost $k_{sh} = 3$. Tato bezpečnost byla zvolena s ohledem na to, že návrhový výpočet jsem provedl pouze pro namáhání točivým momentem, neboť ohybové namáhání zatím neznám. Následně dle

vztahu (6.3) jsem určil dovolené namáhání v ohybu a dle (6.4) dovolené namáhání v krutu. Následně jsem ze vztahu (6.5) vyjádřil minimální průměr hřídele d_{hmin} (6.6) a vypočítal jej.

$$\sigma_{DOh} = \frac{R_{e1.4462}}{k_{sh}} = \frac{450}{3} = \mathbf{150\ MPa} \quad (6.3)$$

$$\tau_{Dkh} = 0,6 \cdot \sigma_{DOh} = 0,6 \cdot 150 = \mathbf{90\ MPa} \quad (6.4)$$

$$\tau_{Dkh} = \frac{T_{kzv}}{W_k} = \frac{16 \cdot T_{kzv}}{\pi \cdot d_{hmin}^3} \quad (6.5)$$

$$d_{hmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{kzv}}{\pi \cdot \tau_{Dkh}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 121\,755 \cdot 1000}{\pi \cdot 90}} = \mathbf{190,3\ mm} \quad (6.6)$$

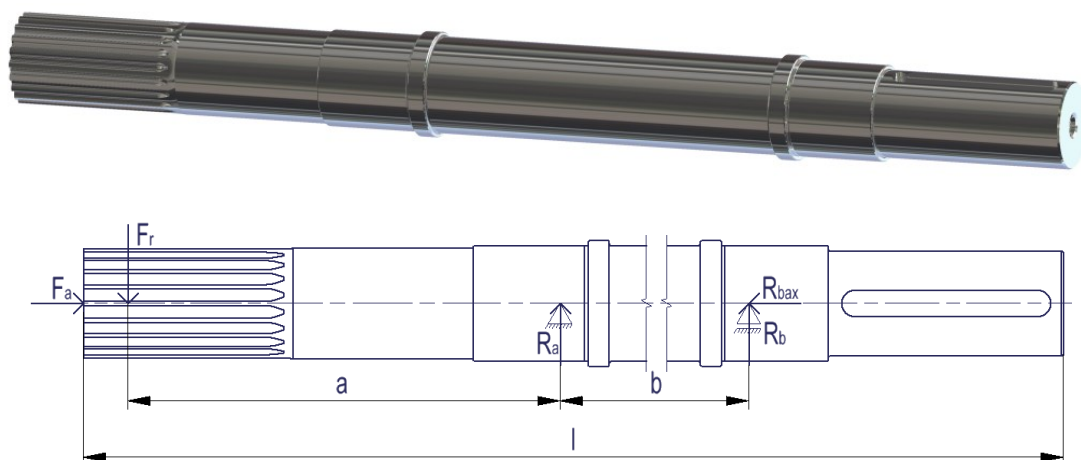
Následně jsem navrhl rozměry a tvar hřídele. Výsledný tvar je na následujícím obrázku. Tato hřídel je zatížena točivým momentem od motoru a ohybovým momentem, který vzniká od váhy rotoru, na kterém jsou upevněny dvě sady mlecích orgánů. Dále je hřídel namáhána axiální silou. Ta je vyvolána od tlaku v komoře a působí na čelo hřídele. Plochu čela hřídele jsem získal odměřením v programu Autodesk Inventor. Hmotnosti dílů, které zatěžují hřídel, jsou:

- hmotnost rotoru $m_r = 443\ \text{kg}$,
- hmotnost sady mlecích orgánů $m_{mo} = 259\ \text{kg}$,
- plocha čela hřídele $S_{\check{c}h} = 30\,964\ \text{mm}^2$.

Radiální síla F_r byla vypočítána dle vztahu (6.7) a axiální F_a dle vztahu (6.8). V tuto chvíli znám všechny zatěžující síly hřídele.

$$F_r = (m_r + 2 \cdot m_{mo}) \cdot g = (443 + 2 \cdot 259) \cdot 9,81 = \mathbf{9\,427\ N} \quad (6.7)$$

$$F_a = p_v \cdot S_{\check{c}h} = 0,7 \cdot 30\,964 = \mathbf{21\,675\ N} \quad (6.8)$$

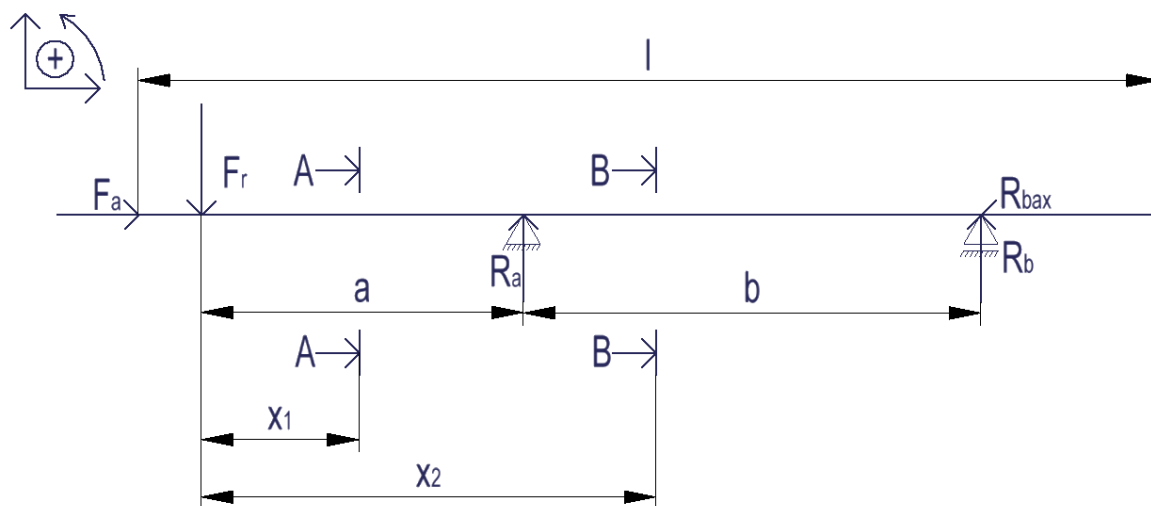


obr. 6.1 Tvar navržené hřídele a její zatížení

Nyní, jsem přistoupil k výpočtu reakcí na hřídeli. Ty jsem vypočítal tak, že jsem sestavil momentové věty.

Rozměry nosníku jsou:

- $a = 827 \text{ mm}$,
- $b = 1\,016 \text{ mm}$,
- $l = 2\,530 \text{ mm}$.



obr. 6.2 Výpočtový model hřídele

$$\sum F_x = 0 \quad (6.9)$$

$$F_a - R_{bax} = 0$$

$$R_{bax} = F_a = 21\,675 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \quad (6.10)$$

$$F_r \cdot a + R_b \cdot b = 0$$

$$R_b = \frac{-F_r \cdot a}{b} = \frac{-9427 \cdot 827}{1016} = -7\,674 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0 \quad (6.11)$$

$$F_r \cdot (a + b) - R_a \cdot b = 0$$

$$R_a = \frac{F_r \cdot (a + b)}{b} = \frac{9427 \cdot (827 + 1016)}{1016} = 17\,101 \text{ N}$$

Dalším krokem bylo vyřešení vnitřních statických účinků a tím určení kritických míst z hlediska namáhání hřídele.

a) Průběh ohybových momentů, točivých momentů a posouvajících sil v řezu A-A

- Rovnice průběhu ohybových momentů

$$M_{oAA} = -F_r \cdot x_1 \quad (6.12)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{oAA} = -9\,427 \cdot 0 = \mathbf{0\,Nmm}$$

$$x_1 = a \rightarrow M_{oAA} = -9\,427 \cdot 827 = \mathbf{-7\,796\,000\,Nmm}$$

- Rovnice průběhu točivého momentu

$$T_{kAA} = \mathbf{40\,585\,000\,Nmm} \quad (6.13)$$

- Rovnice průběhu posouvajících sil

$$T_{yAA} = -F_r = \mathbf{-9\,427\,N} \quad (6.14)$$

$$T_{xAA} = F_a = \mathbf{21\,675\,N} \quad (6.15)$$

b) Průběh ohybových momentů, točivých momentů a posouvajících sil v řezu B-B

- Rovnice průběhu ohybových momentů

$$\sum M_{oBB} = -F_r \cdot x_2 + R_a \cdot (x_2 - a) \quad (6.16)$$

$$x_2 = a \rightarrow M_{oBB} = -9\,427 \cdot 827 + 17\,101 \cdot 0 = \mathbf{-7\,796\,000\,Nmm}$$

$$x_2 = a + b = 827 + 1016 = \mathbf{1843\,mm}$$

$$M_{oBB} = -9\,427 \cdot 1\,843 + 17\,101 \cdot (1\,843 - 827) = \mathbf{0\,Nmm}$$

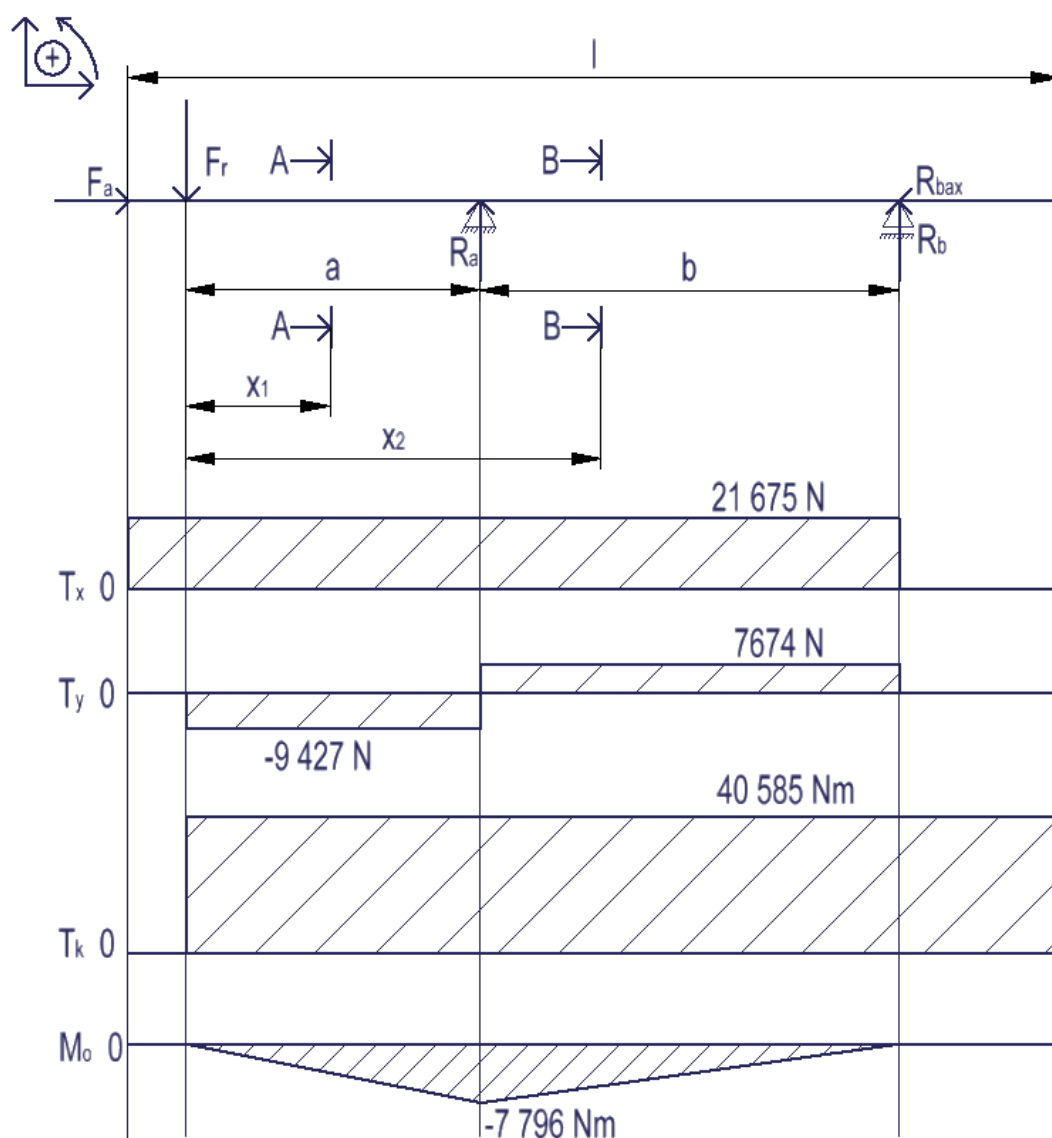
- Rovnice průběhu točivého momentu

$$T_{kBB} = \mathbf{40\,585\,000\,Nmm} \quad (6.17)$$

- Rovnice průběhu posouvajících sil

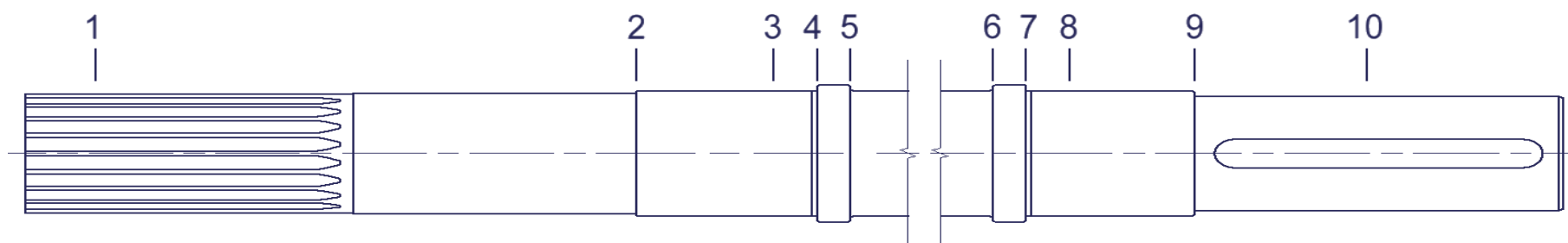
$$T_{yBB} = -F_r + R_a = -9\,427 + 17\,101 = \mathbf{7674\,N} \quad (6.18)$$

$$T_{xBB} = F_a = \mathbf{21\,675\,N} \quad (6.19)$$



obr. 6.3 Průběhy zatížení hřídele

V tuto chvíli jsem přistoupil ke statické kontrole hřídele. Tu jsem provedl v místech, kde se mění průřez hřídele nebo kde se mění silové zatížení. Tato místa jsou vyznačena na následujícím obrázku (obr. 6.4). Details jednotlivých vrubů jsou znázorněny na výrobním výkresu hřídele (příloha C). Dalším krokem bylo určení vrubových součinitelů v ohybu α_o a v krutu α_k . Tyto součinitele jsem určil za pomoci grafů z [12]. V místech, kde koeficienty nelze určit podle uvedené literatury, jsem zvolil jejich hodnotu 3. Následně jsem pro každé takto určené místo vypočítal napětí v ohybu σ_o , v krutu τ_k , redukované napětí $\sigma_{RED\ GUEST}$ a statickou bezpečnost k_s . Výsledky této kontroly jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 6.1). Dle těchto hodnot je nejmenší bezpečnost v průřezu 1 – pod zatížením od rotoru. Hodnota této bezpečnosti je $k_s = 2,4$. Minimální požadovaná bezpečnost od zadavatele je $k_{smin} = 2$. Hřídel vyhovuje statické kontrole.



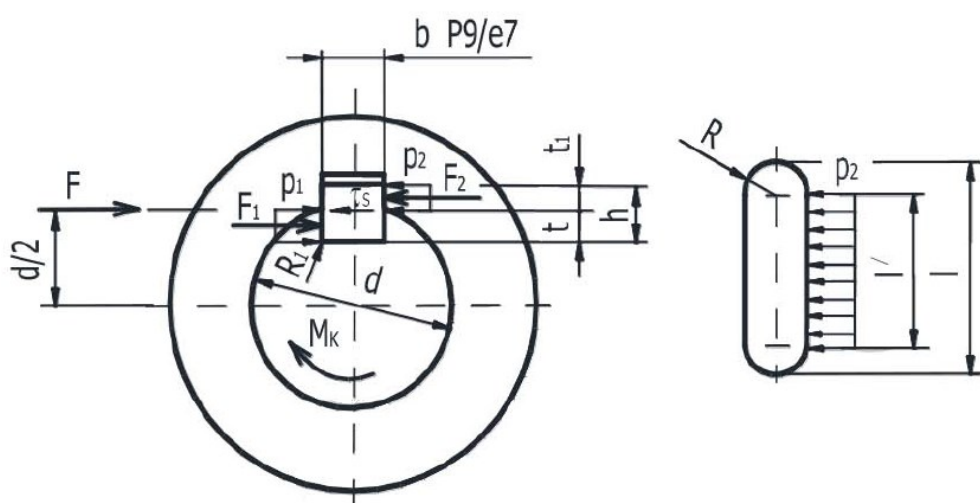
obr. 6.4 Kontrolovaná místa hřídele

Tab. 6.1 Výsledky statické kontroly hřídele

Místo	Rameno	Průměr hřídele	Ohybový moment	Točivý moment	Modul průřezu v ohybu	Modul průřezu v krutu	Součinitel v ohybu	Součinitel v krutu	Napětí v ohybu	Napětí v krutu	Redukované napětí	Statická bezpečnost
	x [mm]	d [mm]	M_o [Nm]	T_k [Nm]	W_o [mm ³]	W_k [mm ³]	α_o [-]	α_k [-]	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	$\sigma_{RED\ GUEST}$ [MPa]	k_s [-]
1	0	188	0	40 585	652 339	1 304 678	3	3	0	93,32	186,64	2,4
2	660	210	6 222	40 585	909 197	1 818 393	2,4	2,04	16,42	45,53	92,53	4,9
3	827	220	7 796	40 585	1 045 365	2 090 729	1	1	7,46	19,41	39,53	11,4
4	53	219	7 389	40 585	1 031 175	2 062 349	3	3	21,5	59,04	120,01	3,7
5	93	220	7 082	40 585	1 045 365	2 090 729	2,8	2,29	18,97	44,45	90,91	5,0
6	923	220	713	40 585	1 045 365	2 090 729	2,8	2,29	1,91	44,45	88,93	5,1
7	963	219	406	40 585	1 031 175	2 062 349	3	3	1,18	59,04	118,08	3,8
8	1016	220	0	40 585	1 045 365	2 090 729	1	1	0	19,41	38,82	11,6
9	0	200	0	40 585	785 398	1 570 796	3	3	0	77,51	155,02	2,9
10	0	200	0	40 585	785 398	1 570 796	3	3	0	77,51	155,02	2,9

Nyní jsem přistoupil ke kontrole pera, zda přenese požadovaný moment. Výpočet vychází z následujícího obrázku (obr. 6.5). Pro přenos jsem použil těsné pero 50e7x28x400 ČSN 02 2562. Rozměry potřebné pro výpočet jsou:

- šířka pera $b = 50 \text{ mm},$
- výška pera $h = 28 \text{ mm},$
- délka pera $l = 400 \text{ mm},$
- hloubka drážky v hřídeli $t = 17 \text{ mm},$
- hloubka drážky v náboji $t_1 = 11 \text{ mm},$
- průměr hřídele s perem $d = 200 \text{ mm}.$



obr. 6.5 Zatížení pera [1]

Z obr. 6.5 vychází, že tlak p_2 je větší než tlak p_1 , jelikož $t > t_1$. Sílu F_{ph} , která působí na pero, jsem určil dle vztahu (6.20). Plochu S_{ph} , kde je pero otláčováno, je vypočítána ze vztahu (6.21). Následně jsem provedl kontrolu tohoto pera dle vztahu (6.22). Dovolená hodnota otláčení pro ocelový náboj se pohybuje v rozsahu 100 – 150 MPa. Tyto hodnoty vycházejí z [1]. Pro tento případ po konzultaci se zadavatelem jsem zvolil $p_D = 125 \text{ MPa}$.

$$F_{ph} = \frac{T_{kM}}{\frac{d+t_1}{2}} = \frac{40\,585\,000}{\frac{200}{2} + \frac{11}{2}} = \mathbf{384\,692 \text{ N}} \quad (6.20)$$

$$S_{ph} = (l - b) \cdot t_1 = (400 - 50) \cdot 11 = \mathbf{3\,850 \text{ mm}^2} \quad (6.21)$$

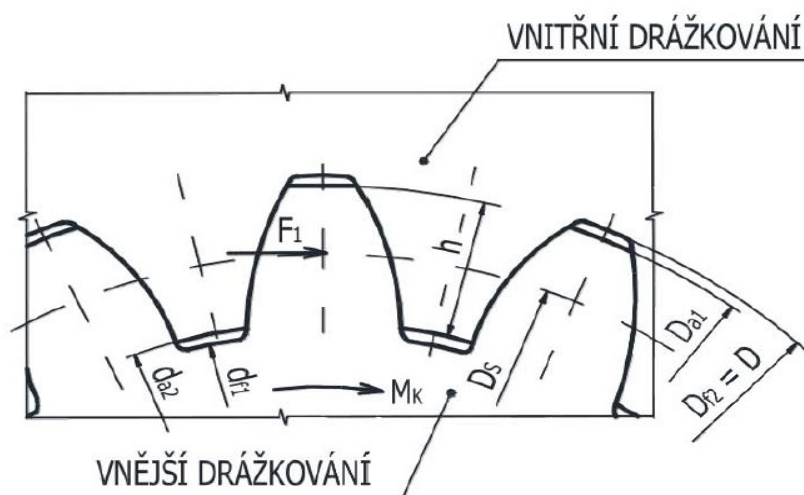
$$p_{ph} = \frac{F_{ph}}{S_{ph}} = \frac{384\,692}{3\,850} = \mathbf{99,9 \text{ MPa} < 125 \text{ MPa}} \quad (6.22)$$

$$p_{ph} < p_D \rightarrow \mathbf{99,9 \text{ MPa} < 125 \text{ MPa}}$$

Navržené pero vyhovuje kontrole na otláčení.

Poslední částí byl návrh drážkování hřídele, to musí přenést točivý moment a umožnit posuv náboje s rotorem a mlecími orgány. Pro hřídel jsem zvolil evolventní drážkování DIN 5480 s plochým dnem drážek a středěním na boky zubů s rozměry 210x10x30x20 7H/9h. Rozměry potřebné pro kontrolu jsou:

- délka spoje $l_d = 300 \text{ mm}$,
- modul drážkování $m = 10 \text{ mm}$,
- počet drážek $z = 20$,
- průměr vrcholu hřídele $D_{a1} = 208 \text{ mm}$,
- průměr vrcholu náboje $d_{a2} = 190 \text{ mm}$.



obr. 6.6 Náčrt evolventního drážkování [1]

Nejprve dle vztahu (6.23) jsem určil střední průměr drážkování D_{sd} a pomocí něj pak vypočítal obvodovou sílu na jeden zub F_d (6.24). Při výpočtu evolventního drážkování se předpokládá, že točivý moment přenáší pouze polovina zubů. Tento předpoklad vychází z [1]. V posledním kroku tohoto návrhu jsem vypočítal měrný tlak na boku zubu p_1 (6.25). Dovolená hodnota měrného tlaku pro tento případ, kdy boky zubů jsou tvrzené, drážkování je pohyblivé při zatížení a toto zatížení mohu považovat za stále je dle [1] $p_D = 20 \text{ MPa}$.

$$D_{sd} = \frac{D_{a1} + d_{a2}}{2} = \frac{208 + 190}{2} = \mathbf{199 \text{ mm}} \quad (6.23)$$

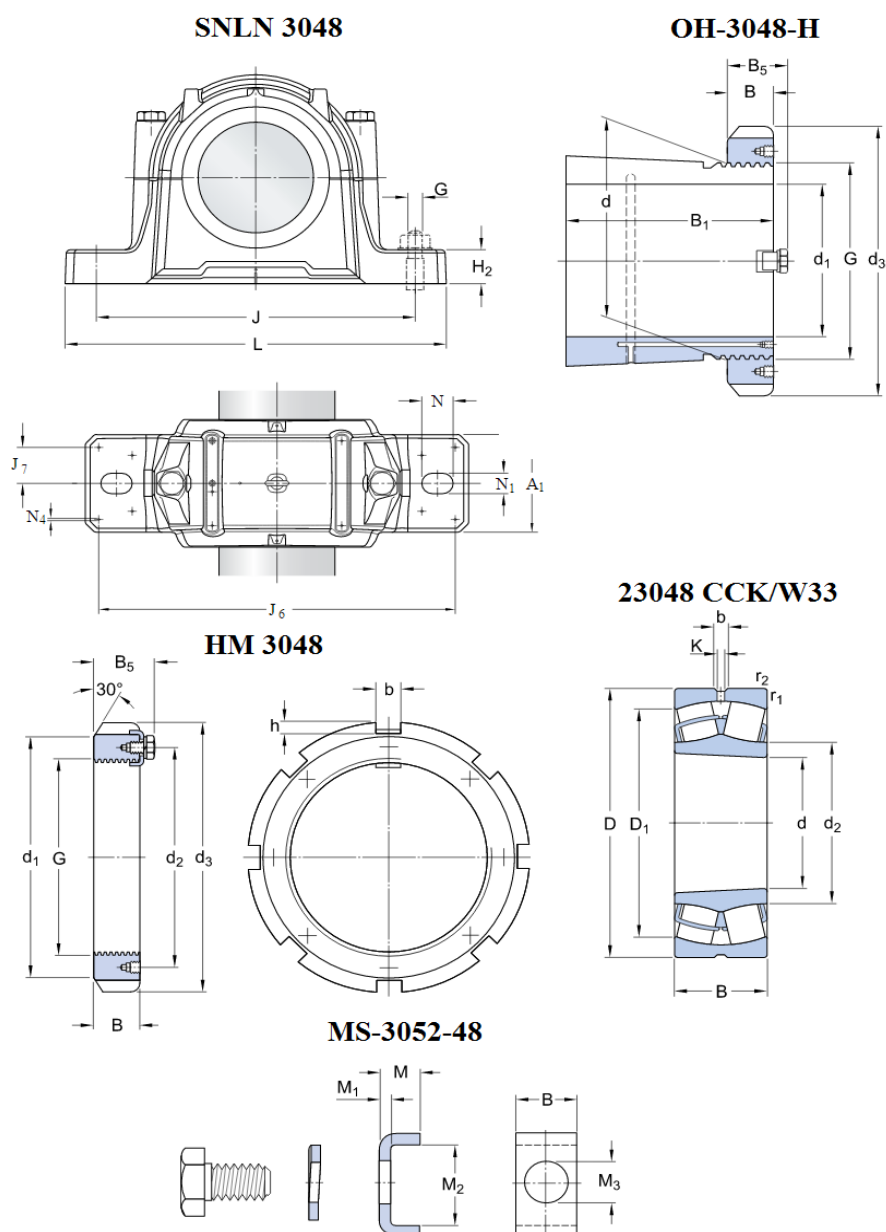
$$F_d = \frac{2 \cdot T_{KM}}{0,5 \cdot z \cdot D_{sd}} = \frac{2 \cdot 40\,585\,000}{0,5 \cdot 20 \cdot 199} = \mathbf{40\,789 \text{ N}} \quad (6.24)$$

$$p_1 = \frac{F_d}{h \cdot l} = \frac{2 \cdot F_d}{(D_{a1} - d_{a2}) \cdot l} = \frac{2 \cdot 40\,789}{(208 - 190) \cdot 300} = \mathbf{15,1 \text{ MPa} < 20 \text{ MPa}} \quad (6.25)$$

Navržené drážkování vyhovuje kontrole na otláčení

6.2 Návrh ložisek

Pro uložení hřídele jsem použil ložiska od firmy SKF. Požadavkem zadavatele je, aby byla statická bezpečnost $s_{0min} = 10$ a minimální počet provozních hodin $L_{10hmin} = 90\,000$. Pro hřídel jsem zvolil ložiska s označením 23 048 CCK/W33. Jsou to soudečková ložiska s kuželovou dírou. Ta jsou upevněna na kuželovém upínacím pouzdru s označením OH 3048 H a zajištěna jsou maticí HM 3048 a pojistnou vložkou MS-3052-48. Tato sestava je uložena v ložiskovém domku SNLN 3048 s těsněním na obou koncích domku s označením TSN 3048 S. Na následujícím obrázku (obr. 6.7) jsou znázorněny uvedené komponenty.



obr. 6.7 Nákresey komponentů uložení [9]

Dále pak z katalogu výrobce [9] jsem určil hodnoty potřebné pro samotný návrh ložiska. Jsou to:

- základní statická únosnost $C_0 = 2\,080\text{ kN}$,
- základní dynamická únosnost $C = 1\,340\text{ kN}$,
- výpočtový součinitel $e = 0,23$,
- výpočtový součinitel $Y_0 = 2,8$,
- výpočtový součinitel $Y_1 = 2,9$,
- výpočtový součinitel $Y_2 = 4,4$.

Ložisko A je zatíženo pouze radiální silou. Ložisko B je zatíženo jak radiální, tak axiální silou. Kombinované zatížení ložiska B jsem zvolil proto, že jeho radiální zatížení je nižší než u ložiska A. Při výpočtu jsem uvažoval horší variantu zatížení – kombinace radiální a axiální síly, tedy ložisko B. Nejprve dle vztahu (6.26) jsem určil, zda je potřeba vypočítat ekvivalentní zatížení. Ta jsem následně vypočítal dle vztahů (6.27) a (6.28). Dále jsem provedl výpočet statické únosnosti ložiska dle vztahu (6.29) a následně pak dle vztahu (6.30) jsem provedl dynamický výpočet ložiska.

$$\frac{R_{bax}}{R_b} = \frac{21\,675}{7\,674} = \mathbf{2,82} > e = 0,23 \quad (6.26)$$

$$P_0 = R_b + Y_0 \cdot R_{bax} = 7\,674 + 2,8 \cdot 21\,675 = \mathbf{68\,364\text{ N}} \quad (6.27)$$

$$P = 0,67 \cdot R_b + Y_2 \cdot R_{bax} = 0,67 \cdot 7\,674 + 4,4 \cdot 21\,675 = \mathbf{100\,512\text{ N}} \quad (6.28)$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{2\,080\,000}{68\,364} = \mathbf{30,5} > \mathbf{10} \quad (6.29)$$

Ložisko vyhovuje statické kontrole

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 400} \left(\frac{1\,340\,000}{100\,512} \right)^{\frac{10}{3}} = \mathbf{187\,285\text{ hod}} \quad (6.30)$$

Takto vypočítaná trvanlivost ložiska nezohledňuje jeho provoz. V provozu mohou nastat situace, které negativně ovlivní životnost ložisek. Především se jedná o znečištění maziva a zanedbání domazávacího intervalu ložisek. Proto jsem provedl přepočítání ložiska podle vztahu SKF zohledňující očekávaný stupeň znečištění ložiska. Dle konzultace se zadavatelem byl zvolen součinitel $a_{SKF} = 0,5$, který dostatečně zohledňuje provozní podmínky.

$$L_{nmh} = a_{SKF} \cdot L_{10h} = 0,5 \cdot 187\,285 = \mathbf{93\,643\text{ hod}} > \mathbf{90\,000\text{ hod}} \quad (6.31)$$

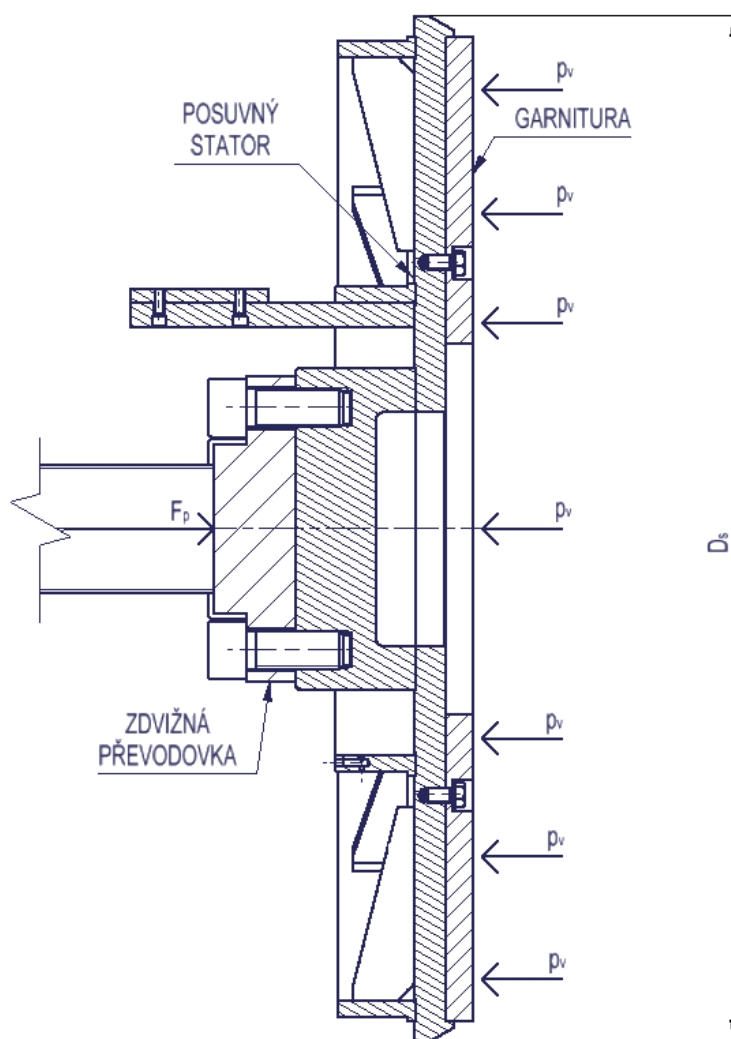
Ložisko vyhovuje dynamické kontrole

6.3 Návrh přítlačného mechanismu

Tento mechanismus slouží k přítlačování mlecích orgánů tak, aby mlecí orgány měli požadovanou vzdálenost, která je rozhodující pro optimální strukturu vodolátky. V praxi se toto provádí nastavením vhodného přítlaku, který zajistí, aby mlecí orgány byly správně zatíženy a aby při jejich opotřebení nedocházelo ke zvětšování mezer mezi nimi. Tento posuv je velmi malý. Mechanismus musí vytvořit takovou sílu, kterou přetlačí tlak v komoře mlecího stroje. Výpočet síly vychází z předpokladu, že tlak se v komoře šíří všemi směry stejně. Působí tedy na celou plochu posuvného statoru. Průměr statoru je $D_s = 1270$ mm. Plochu přítlačného statoru jsem určil dle vztahu (6.32). Maximální přítlačnou sílu jsem vypočítal ze vztahu (6.33).

$$S_{Ds} = \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 1\,270^2 = 1\,266\,769 \text{ mm}^2 \quad (6.32)$$

$$p_v = \frac{F_P}{S_{Ds}} \rightarrow F_P = p_v \cdot S_{Ds} = 0,7 \cdot 1\,266\,769 = 886\,738 \text{ N} = 886,7 \text{ kN} \quad (6.33)$$



obr. 6.8 Schéma přítlačného mechanismu

Jako přítlačný mechanismus jsem použil zdvižnou převodovku s trapézovým šroubem od firmy UNIMEC s označením TP16016. Šroub je ukončen přírubou, kterou se převodovka připojí k posuvnému statoru. Základní parametry této převodovky jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 6.2 Základní parametry zdvižné převodovky TP16016 [10]

Maximální zatížení	F_{MAX}	1000	kN
Převodový poměr	i_p	1/36	-
Průměr trapézového šroubu	d_s	160	mm
Stoupání trapézového šroubu	p_s	16	mm
Zdvih převodovky	z	300	mm

Tab. 6.3 Výkonová tabulka zdvižné převodovky TP16016 [10]

Zatížení [daN]		100 000		80 000		60 000		40 000		30 000		20 000		10 000	
Otáčky vstupní šnekové hřídele [ot./min]	Rychlost výsuvu trapézového šroubu [mm/min]	P_i [kW]	M_{iv} [daNm]	P_i [kW]	M_{iv} [daNm]	P_i [kW]	M_{iv} [daNm]	P_i [kW]	M_{iv} [daNm]	P_i [kW]	M_{iv} [daNm]	P_i [kW]	M_{iv} [daNm]	P_i [kW]	M_{iv} [daNm]
1500	666	121	78,6	96,8	62,8	72,6	47,2	48,4	31,5	36,3	23,6	24,2	15,7	12,1	7,86
1000	444	80,7	78,6	64,5	62,8	48,4	47,2	32,3	31,5	24,2	23,6	16,1	15,7	8,07	7,86
750	333	60,5	78,6	48,5	62,8	36,3	47,2	24,2	31,5	18,2	23,6	12,1	15,7	6,05	7,86
500	222	40,4	78,6	32,3	62,8	24,2	47,2	16,1	31,5	12,1	23,6	8,07	15,7	4,03	7,86
300	133	24,2	78,6	19,4	62,8	14,5	47,2	9,68	31,5	7,26	23,6	4,84	15,7	2,42	7,86
100	44	8,06	78,6	6,45	62,8	4,84	47,2	3,22	31,5	2,42	23,6	1,61	15,7	0,81	7,86
50	22	4,03	78,6	3,22	62,8	2,42	47,2	1,61	31,5	1,21	23,6	0,81	15,7	0,41	7,86

Zdvižná převodovka po předchozí poptávce u výrobce bude provedena v zákaznickém provedení. Zákaznické požadavky jsou následující:

- skříň převodovky s průchozími otvory pro snadné připevnění převodovky k víku z jeho přední strany,
- dutá vstupní hřídel s připojovací přírubou pro motor IEC-100-B5.

Posledním požadavkem bylo, aby výsuv převodovky a tím i posuv posuvného statoru byl v rozmezí $v_v = 4,5$ až 5 mm/min. Ze známých hodnot převodového poměru, stoupání šroubu a požadované rychlosti výsuvu jsem určil potřebné otáčky převodového motoru dle vztahu (6.34).

$$n_{pM} = \frac{v_v}{p_s} \cdot i_p = \frac{4,9}{16} \cdot 36 = 11 \text{ ot/min} \quad (6.34)$$

Dále pak z uvedené výkonové tabulky (Tab. 6.3) této převodovky je známo, že potřebný moment ke zdvihu je $M_{tv} = 786 \text{ Nm}$. V tomto momentu jsou již zahrnuty i účinnosti a ztráty této převodovky. Z těchto hodnot byl určen potřebný výkon převodového elektromotoru dle vztahu (6.35).

$$P_m = 2 \cdot \pi \cdot n_{pM} \cdot M_{tv} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{11}{60} \cdot 786 = 905 \text{ W} = \mathbf{0,9 \text{ kW}} \quad (6.35)$$

Na základě těchto hodnot jsem zvolil pro pohon zdvižné převodovky převodový elektromotor s plochou převodovkou od firmy NORD s označením SK 3282 – 90L/6. Dále jsem zvolil provedení s dutou výstupní hřídelí a s přípojovací přírubou IEC-100-B5. Pro spojení zdvižné převodovky a elektropřevodovky bude použita spojovací hřídel. Přenos momentu je realizován těsnými pery. Rozměry těchto per odpovídají rozměrům pera motoru v provedení s plnou hřídelí. Proto není nutné provést kontrolu těchto per. Jeho základní parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 6.4 Základní parametry převodového motoru SK 3282 – 90L/6 [7]

Výkon motoru	P_{pm}	1,1	kW
Otáčky motoru	n_{pm}	11	ot/min
Točivý moment motoru	T_{km}	955	Nm
Převodový poměr převodovky	i_{ges}	88,74	-
Faktor přetížitelnosti	f_b	1	-

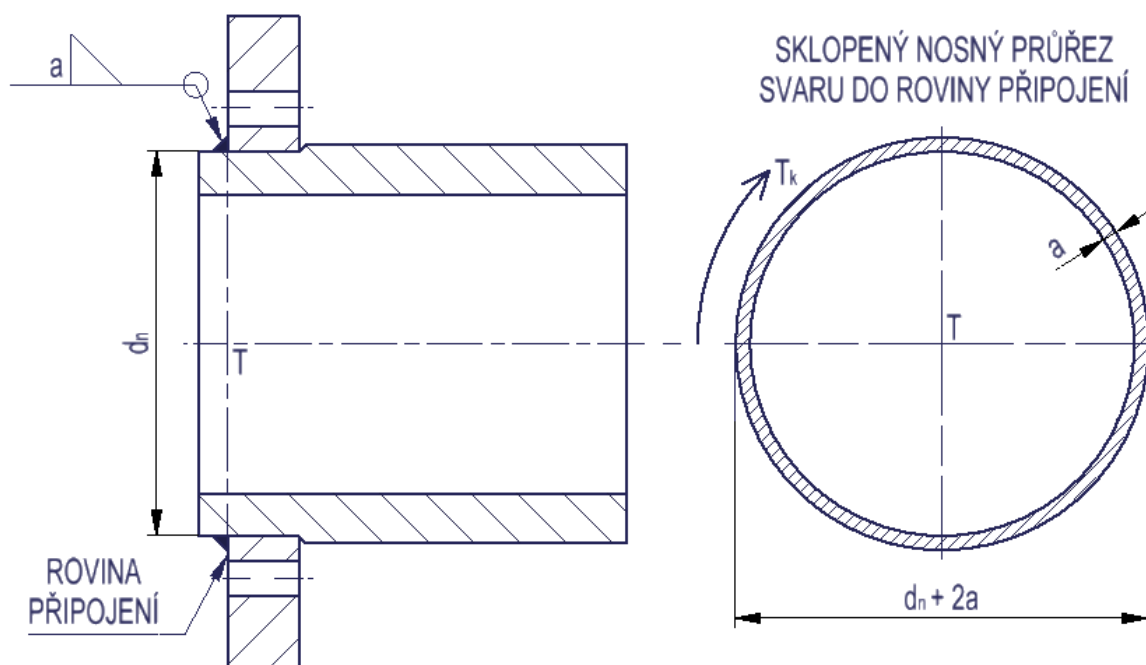
Potřebná velikost přitlačné síly je určena za předpokladu známého potřebného zatížení hran nožů B_s a celkového příkonu mlecího stroje P . Posuvný stator se přisouvá tak dlouho, dokud motor mlecího stroje nedosáhne požadované hodnoty příkonu. Jakmile motor mlecího stroje dosáhne požadované hodnoty příkonu P , dosáhne i potřebného zatížení hran nožů B_s , a posuv statoru se zastaví. Tento fakt vyplývá ze vztahu (3.3). Při opotřebení klesá zatížení hran nožů a tím se snižuje i příkon. Přitlačný mechanismus zajistí, že zatížení hran nožů bude stále na stejné hodnotě.

6.4 Návrh rotoru

Rotor je sestaven ze dvou částí. Z náboje s vnitřním drážkováním a desky rotoru. Náboj rotoru je svařen ze dvou částí, z náboje a příruby k desce rotoru. V desce rotoru jsou otvory, které zajišťují průchod látky do druhé mlecí zóny. Plocha těchto otvorů musí být minimálně tak velká, jako je plocha vstupního potrubí. Všechny díly jsou vyrobeny z nerezové oceli 1.4541. K rotoru jsou pomocí šroubů přichyceny mlecí orgány. Jako první jsem provedl kontrolu koutového svarového spoje náboje a příruby. Svar je zatížen točivým momentem. Hodnota meze kluzu potřebnou pro výpočet byla určena z [15]. Údaje potřebné pro kontrolu svarového spoje jsou:

- velikost koutového svaru $a = 10 \text{ mm}$,
- průměr náboje $d_n = 270 \text{ mm}$,
- mez kluzu materiálu $R_{e1.4541} = 200 \text{ MPa}$,
- požadovaná bezpečnost $k_{sv} = 4$.

Nejprve jsem určil dovolené namáhání svaru (6.36). Dále pak kvadratický moment plochy namáhaného průřezu (6.37), z něho jsem určil pomocí Steinerovy věty průřezový modul v krutu (6.38). Následně jsem provedl pevnostní kontrolu tohoto svarového spoje (6.39).



obr. 6.9 Výpočtové schéma svaru náboje

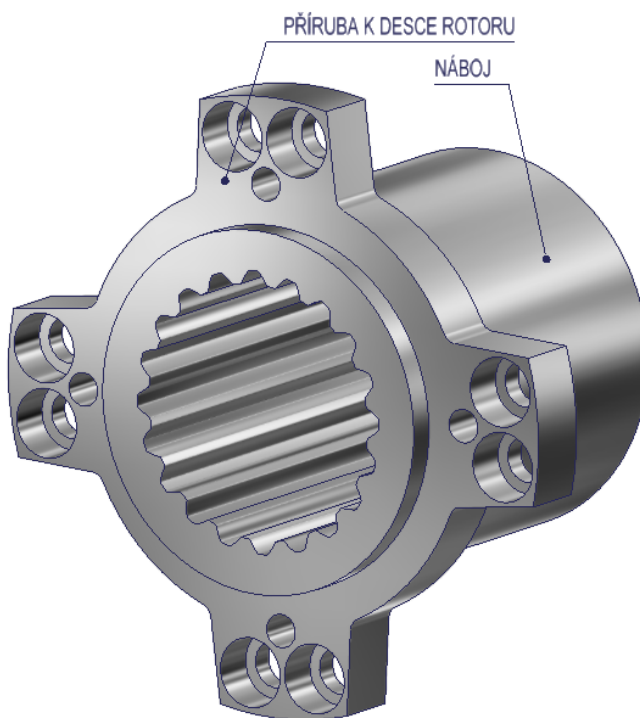
$$\tau_{DSV} = \frac{R_{e1.4541}}{k_{sv}} = \frac{200}{4} = 50 \text{ MPa} \quad (6.36)$$

$$J_{PSV} = \frac{\pi}{32} \cdot [(d_n + 2a)^4 - d_n^4] = \frac{\pi}{32} \cdot [290^4 - 270^4] = 172,63 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (6.37)$$

$$W_{KSV} = \frac{J_{PSV}}{\frac{d_n}{2} + a} = \frac{172,63 \cdot 10^6}{\frac{270}{2} + 10} = 1\,190\,551 \text{ mm}^3 \quad (6.38)$$

$$\tau_{SV} = \frac{T_{kM}}{W_{KSV}} = \frac{40\,585\,000}{1\,190\,551} = 34 \text{ MPa} < 50 \text{ MPa} \quad (6.39)$$

Navržený svar vyhovuje



obr. 6.10 Svařovaný náboj rotoru

Spojení desky rotoru a náboje je realizováno šrouby a kolíky. Při výpočtu jsem uvažoval, že zatížení přenáší pouze šrouby, a to třením. Ze známého točivého momentu a podmínky jeho přenosu třením jsem určil potřebnou osovou sílu pro 1 šroub (6.40), přičemž jsem zvolil pro spoj 8 šroubů. Bezpečnost proti prokluzu byla volena $k_{sp} = 1,5$. Součinitel tření je dle [5] pro kombinaci ocel – ocel $f_p = 0,2$. Z osové síly na jeden šroub jsem navrhnul minimální průměr šroubu d'_3 (6.41). Při výpočtu jsem uvažoval s pevnostní třídou šroubu 8.8, součinitelem přidavného krutu $\beta_k = 1,3$ a statickou bezpečností šroubového spoje $k_s = 1,5$. Roztečný průměr šroubového spoje je $D_s = 400$ mm.

$$M_t > M_{kM} \quad (6.40)$$

$$i \cdot F_o \cdot f_p \cdot \frac{D_s}{2} = k_{sp} \cdot M_{kM}$$

$$F_o = \frac{2 \cdot k_{sp} \cdot M_{kM}}{i \cdot f_p \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 40\,585\,000}{8 \cdot 0,2 \cdot 400} = 190\,242 \text{ N}$$

$$d'_3 = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_o \cdot \beta_k \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{190\,242 \cdot 1,3 \cdot 1,5}{\pi \cdot 640}} = \mathbf{27,166\,mm} \quad (6.41)$$

Z vypočítaného minimálního průměru jsem zvolil dle [5] Šroub M33 x 3,5. Jeho základní rozměry a údaje potřebné pro kontrolu jsou:

- malý průměr závitu $d_3 = 28,706\,mm$,
- střední průměr závitu $d_2 = 30,727\,mm$,
- stoupání závitu $p = 3,5\,mm$,
- úhel stoupání závitu $\alpha = 60^\circ$,
- součinitel tření v závitu $f_z = 0,15$.

Pevnostní kontrolu jsem provedl podle následujících vztahů. Minimální požadovaná bezpečnost spoje je $k_s = 1,5$. Tato bezpečnost byla dána zadavatelem.

$$\psi = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{3,5}{\pi \cdot 30,727} = \mathbf{2,077^\circ} \quad (6.42)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,15}{\cos \frac{30}{2}} = \mathbf{8,827^\circ} \quad (6.43)$$

$$\tau_k = \frac{F_o \cdot \lg(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} d_3^3} = \frac{190\,242 \cdot \lg(8,827 + 2,077) \cdot \frac{30,727}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 28,706^3} = \mathbf{121,23\,MPa} \quad (6.44)$$

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi}{4} d_3^2} = \frac{190\,242}{\frac{\pi}{4} \cdot 28,706^2} = \mathbf{293,95\,MPa} \quad (6.45)$$

$$\sigma_{RED\,GUEST} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{293,95^2 + 4 \cdot 121,23^2} = \mathbf{381,05\,MPa} \quad (6.46)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED\,GUEST}} = \frac{640}{381,05} = \mathbf{1,7 > 1,5} \quad (6.47)$$

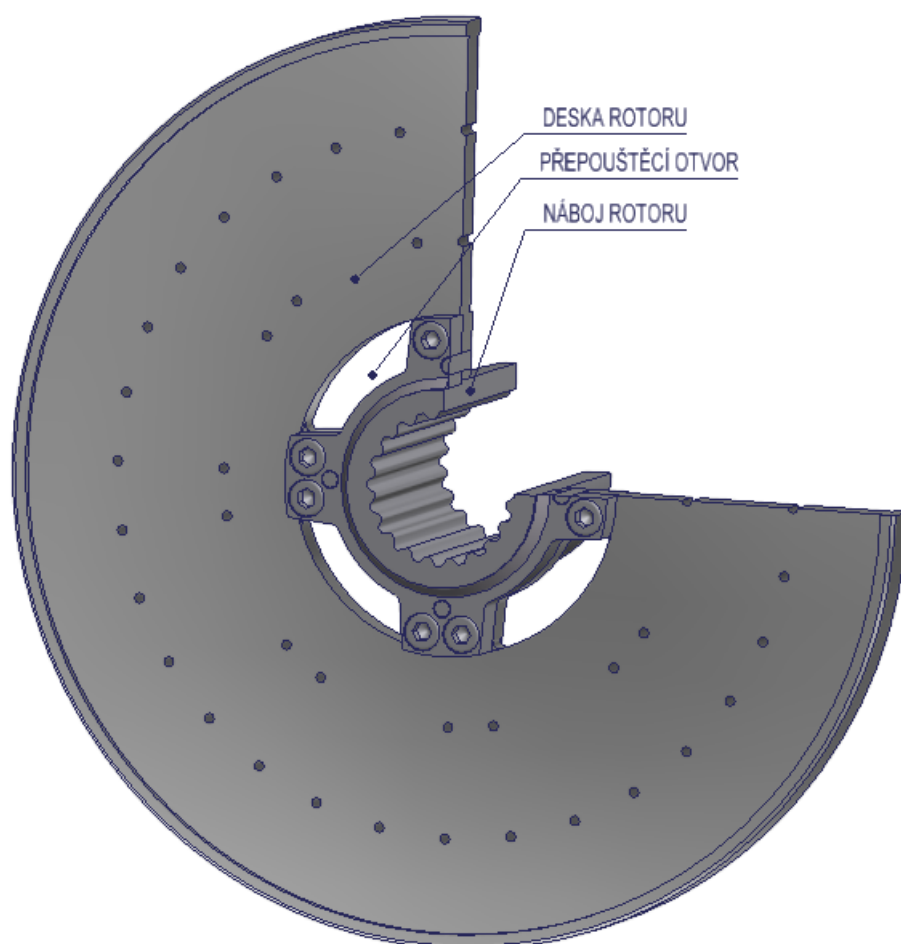
Navržený šroub vyhovuje pevnostní kontrole.

Poslední částí byl návrh přepouštěcích otvorů. Na desce rotoru jsou 4 otvory. Plocha přepouštěcích otvorů musí být minimálně stejná jako plocha vstupu z důvodu dobrého zahlcení druhé mlecí zóny. Plochu vstupu jsem určil dle vztahu (6.48). Plochu jednoho přepouštěcího otvoru jsem odměřil v programu Autodesk Inventor a její hodnota je $S_{pol} = 12\,391\,mm^2$. Celkovou plochu jsem určil ze vztahu (6.49).

$$S_{vstup} = \frac{\pi \cdot d_{v1}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 250^2}{4} = \mathbf{49\,087\,mm^2} \quad (6.48)$$

$$S_{poC} = 4 \cdot S_{pol} = 4 \cdot 12\,391 = \mathbf{49\,564\,mm^2 > 49\,087\,mm^2} \quad (6.49)$$

Navržená plocha přepouštěcích otvorů vyhovuje podmínce.



obr. 6.11 Rotor mlecího stroje 2DR5

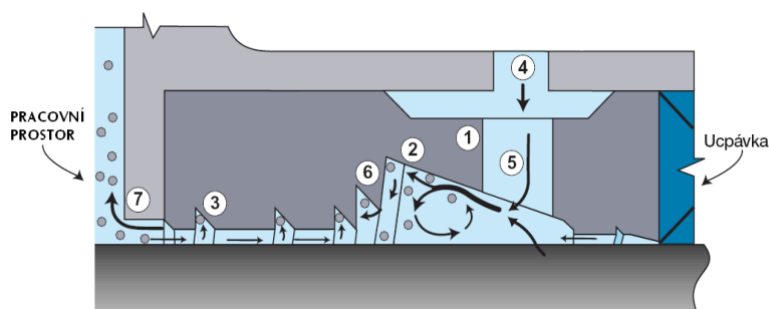
6.5 Návrh ucpávky

Ucpávka slouží k zabránění úniku pracovní látky z prostoru mlýnu v místě, kde do pracovní komory vstupuje hřídel. Ucpávka pracuje na principu, kdy do ní vstupuje čistá voda a přes speciální kroužek vniká spárou mezi pouzdem a víčkem ucpávky do pracovní komory mlýnu. Tím zabraňuje, aby pracovní látka unikala z prostoru pracovní komory přes hřídel.

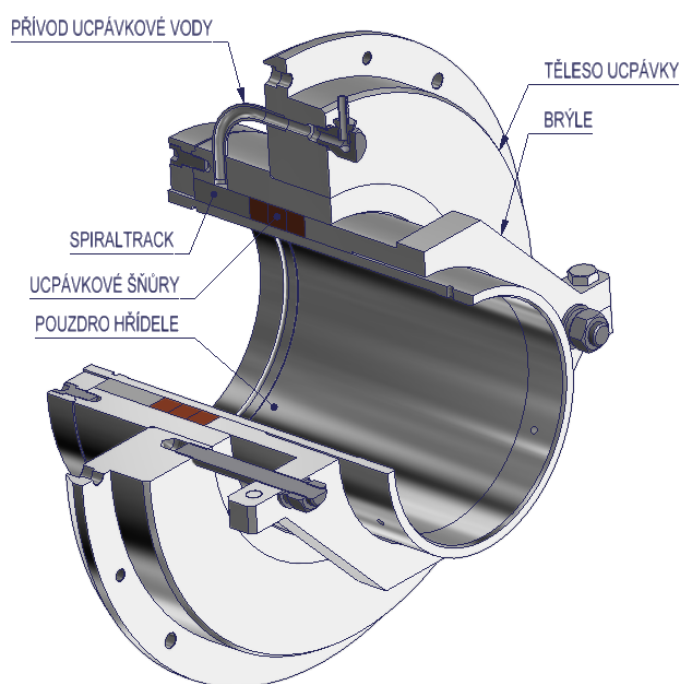
Ucpávka se skládá z pouzdra, které je těsněno na hřídeli O-kroužkem a je k němu přitlačeno stavěcími šrouby. Na tomto pouzdře je pak nasazen speciální kroužek SpiralTrack. Za kroužkem je pak sada ucpávkových šňůr. Tyto šňůry jsou dotlačovány ke kroužku tzv. brýlemi. Brýle jsou složeny ze dvou polovin. Ty se nasadí na pouzdro ucpávky a sešroubují se. Následně se pomocí závrtných šroubů dotlačí k ucpávkovým šňůrám tak, aby tyto šňůry zabránily pronikání čisté vody ven z ucpávky. Tyto díly jsou pak umístěny v tělese ucpávky. To je svařeno ze dvou částí. Z náboje ucpávky a příruby, pomocí které se ucpávka našroubuje dovnitř pracovní skříně mlýnu. Přívod čisté vody je

zajištěn pomocí trubičky, která ústí nad SpiralTrackem. Na druhém konci je umístěn hadicový adaptér, na který se připojí hadice. Všechny komponenty ucpávky jsou vyrobeny z materiálu 1.4541.

Kroužek SpiralTrac využívá rotačního proudění v separační komoře (1) pro vytvoření osové složky proudění, které směřuje k většímu průměru kónického vybrání (2). Část proudění je vedena přes výstupní drážku (3). Proplachová voda (4) se přivádí do prostoru pouzdra otvory (5) v prostoru separační komory (1). Tyto otvory (5) jsou vrtané ve stejném směru, jako rotuje hřídel. Proudění přes výstupní drážku zajistí již velmi malé množství proplachu. Jakákoli nečistota přicházející s proplachem je okamžitě separována v komoře a odvedena drážkou (6) kroužku SpiralTrac. Částice, které vniknou do prostoru pouzdra z oblasti za rotorem, jsou odstředivány do výstupní drážky (3), která tyto částice vede zpět k rotoru. Proudění výstupní drážkou vytlačuje nečistoty za škrcení na konci komory (7). [6]



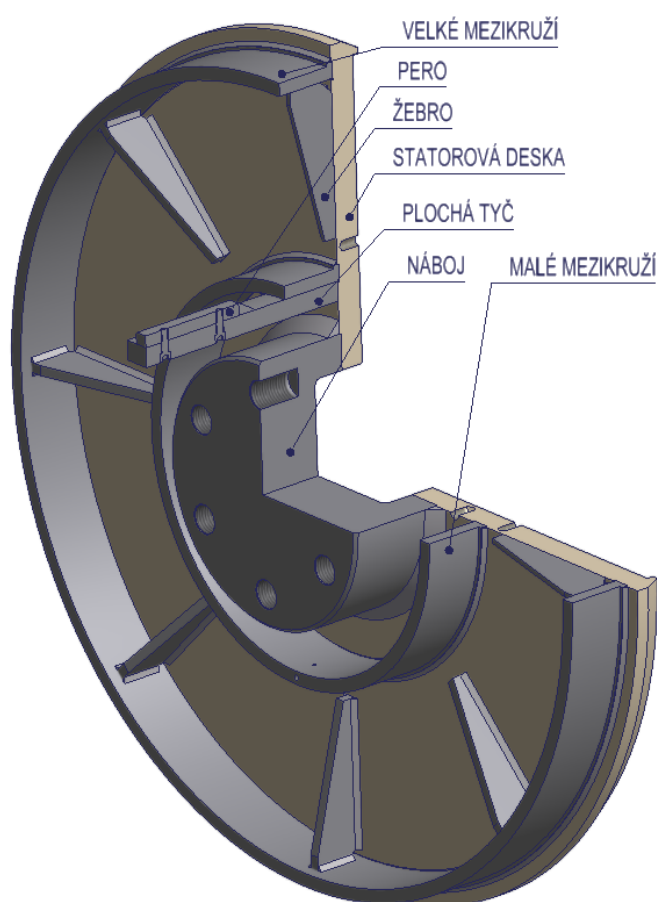
obr. 6.12 Princip Funkce kroužku SpiralTrack [6]



obr. 6.13 Ucpávka mlecího stroje 2DR5

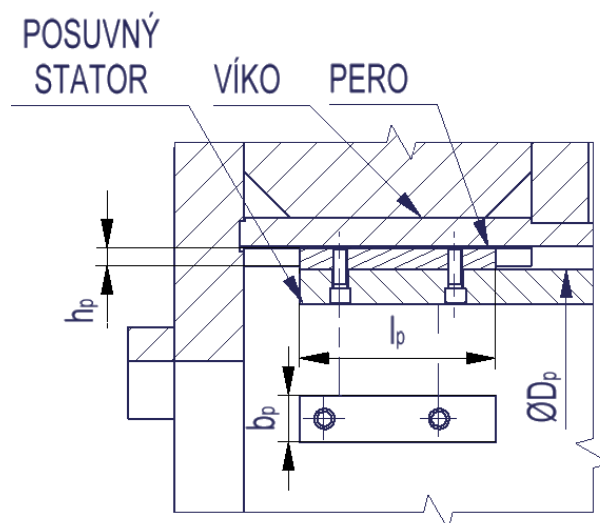
6.6 Návrh posuvného statoru

Posuvný stator zajišťuje potřebný přísuv garnitur k sobě při jejich opotřebovávání a správnému zatížení mlecích orgánů. Skládá se ze statorové desky, na kterou je připevněna garnitura. Z druhé strany jsou dvě mezikruží, která zajišťují vedení ve víku. Z této strany je statorová deska vyztužena žebry. Ve středu statorové desky je náboj, ke kterému se připevní příruba zdvižné převodovky přitlačného mechanismu. Pod spodním mezikružím je navařená plochá tyč. Ta slouží k připevnění pera, které má za úkol zabránit pootočení posuvného statoru ve víku. Posuvný stator je konstruován jako svařenec a je vyroben z materiálu 1.4541.



obr. 6.14 Konstrukce posuvného statoru

Pero posuvného statoru jsem kontroloval na otlacení. Při procesu mletí předpokládám, že točivý moment se rozdělí rovnoměrně do obou mlecích zón. Z toho vyplývá, že pero je namáháno polovinou točivého momentu T_{km} . Rozměry pera potřebné pro výpočet jsou znázorněny na následujícím obrázku (obr. 6.15).



obr. 6.15 Výpočtové schéma pera posuvného statoru

Rozměry navrženého pera jsou:

- délka pera $l_p = 170 \text{ mm}$,
- výška pera $h_p = 15 \text{ mm}$,
- šířka pera $b_p = 40 \text{ mm}$,
- průměr v místě pera $D_p = 560 \text{ mm}$.

Točivý moment T_{kp} ze kterého vychází výpočet pera, jsem určil ze vztahu (6.50) Sílu F_{pps} , která působí na pero, byla vypočítána dle vztahu (6.51). Plochu S_{pps} , kde je pero otláčováno byla určena podle vztahu (6.52). Následně jsem provedl kontrolu tohoto pera dle vztahu (6.53). Dovolená hodnota otláčení pro ocelový náboj se pohybuje v rozsahu 100 – 150 MPa. Tyto hodnoty vychází z [1]. Pro tento případ po konzultaci se zadavatelem jsem zvolil $p_D = 125 \text{ MPa}$

$$T_{kp} = \frac{T_{kM}}{2} = \frac{40\,585}{2} = \mathbf{20\,292,5 \text{ Nm}} \quad (6.50)$$

$$F_{pps} = \frac{T_{kp}}{\frac{D_p}{2} + \frac{h_p}{2}} = \frac{20\,292\,500}{\frac{560}{2} + \frac{15}{2}} = \mathbf{70\,583 \text{ N}} \quad (6.51)$$

$$S_{pps} = l_p \cdot h_p = 170 \cdot 15 = \mathbf{2\,550 \text{ mm}^2} \quad (6.52)$$

$$p_{pps} = \frac{F_{ph}}{S_{ph}} = \frac{70\,583}{2\,550} = \mathbf{31,4 \text{ MPa}} \quad (6.53)$$

$$p_{pps} < p_D \rightarrow \mathbf{31,4 \text{ MPa} < 125 \text{ MPa}}$$

Navržené pero vyhovuje

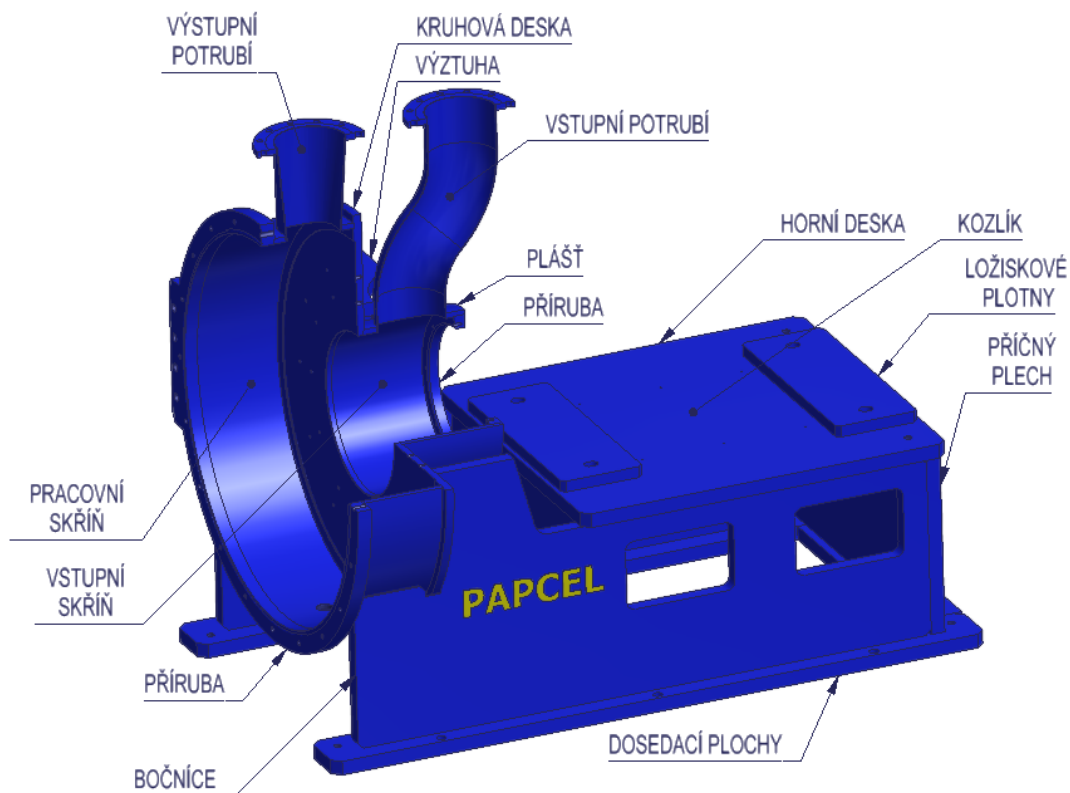
Popis namáhání posuvného statoru a jeho MKP analýza je uvedena v kapitole 6.9.

6.7 Návrh vstupní komory

Vstupní komora se skládá ze dvou částí. Z kozlíku, na kterém je uložení hřídele v domcích a z pracovní komory mlecího stroje.

Kozlík je složen ze dvou bočnic a dvou příčných plechů, na kterých je navařena horní deska, na ní jsou pak ložiskové plotny. Ve spodní části jsou další plechy, které slouží jako dosedací plochy a místa pro ukotvení celého stroje. Na horní straně je mezi bočnicemi vyvařena výztuha. Celý kozlík je vyroben z oceli 11 523.

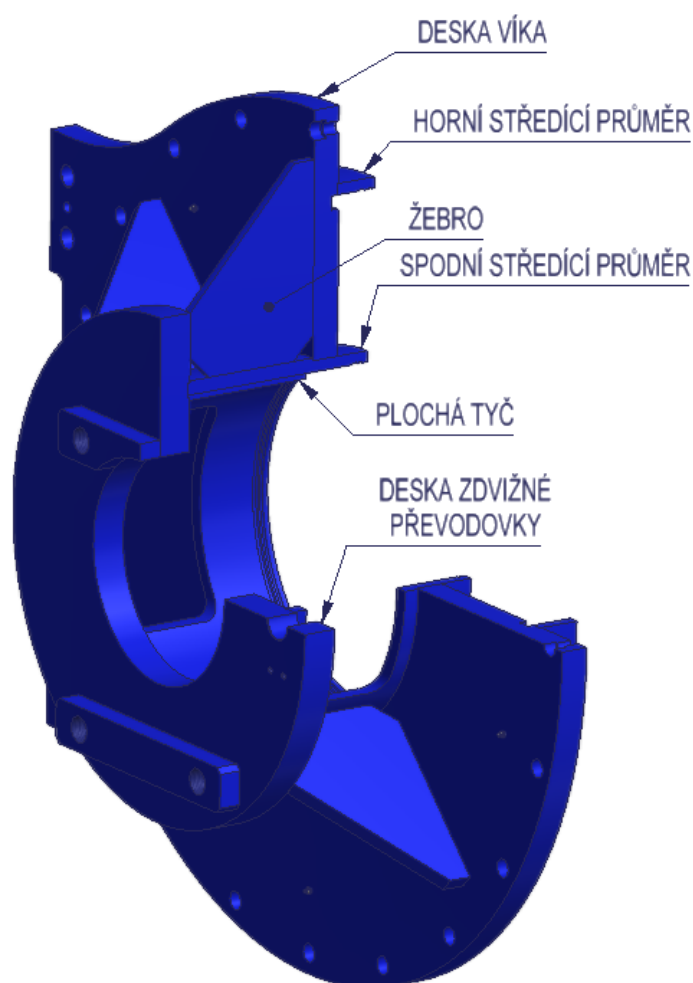
Pracovní komora je utvořena ze vstupní a pracovní skříně. Vstupní komora se skládá z pláště a příruby pro šňůrovou ucpávku. Ve vstupní skřini je nasazeno vstupní potrubí. Vstupní komorou prochází hřídel až do pracovní komory. Proto v místě vstupní komory je umístěna šňůrová ucpávka. Pracovní skříň se skládá z pláště, kruhové desky a příruby, která slouží ke spojení vstupní komory a víka. V horní části se nachází výstup z pracovní komory, ve spodní části pak závitový otvor, který slouží k našroubování kohoutu. Ten má za úkol při údržbě vypouštět látku z pracovní komory. Všechny díly pracovní komory a pracovní skříně jsou vyrobeny z oceli 1.4541. Pracovní komora je pak navařena k bočnicím a příčnému plechu kozlíku. Popis namáhání vstupní komory a její MKP analýza je uvedena v kapitole 6.9.



obr. 6.16 Vstupní komora mlýnu 2DR5

6.8 Návrh víka

Víko mlecího stroje se skládá z desky víka, ve které jsou vyvařeny dva středící průměry, do kterých se nasouvá posuvný stator. Tyto díly jsou vyrobeny z nerezové oceli 1.4541. Spodní středící průměr je protáhlý až na druhou stranu desky víka, kde je k němu přivařena deska zdvižné převodovky, která slouží k připevnění zdvižné převodovky. V tomto průměru jsou zhotoveny i boční servisní otvory, které slouží k připevnění převodovky a mechanismu odměřování opotřebení mlecích orgánů k posuvnému statoru. Ve spodní části tohoto průměru je vyrobený otvor. Ten slouží jako odvod pracovní látky z víka pro případ, že by vznikla netěsnost a látka pronikala přes posuvný stator ven z pracovní skříně. Dále jsou v tomto průměru vyvařeny ploché tyče, které slouží jako vedení pera, které zajišťuje posuvný stator proti případnému pootočení. Dále jsou na víku umístěna výztužná žebra mezi deskou víka malým středícím průměrem a deskou zdvižné převodovky. Žebra a deska zdvižné převodovky jsou vyrobeny z materiálu 11 523. Namáhání víka a jeho MKP analýza je uvedena v kapitole 6.9.



obr. 6.17 Víko mlýnu 2DR5

6.9 MKP analýza pracovní komory víka a posuvného statoru

MKP analýza těchto dílů je provedena v jedné simulaci, jelikož mají tyto díly na sebe přímou návaznost.

Prvním krokem bylo zjednodušení 3D modelů těchto dílů pro výpočet. U všech třech dílů jsem odstranil závitové otvory a zámky, které slouží k usnadnění sestavení před svařením jednotlivých dílů. Posuvný stator byl simulován jako objemový model. Kozlík vstupní komory byl dále upraven na plošný model. Vstupní a pracovní skříň byly řešeny jako objemové prvky. U víka zůstaly ponechány otvory pro připevnění převodovky a servisní otvory, které mají vliv na výsledné chování modelu. Víko bylo řešeno také jako objemový model. Sestava těchto dílů je symetrická, proto jsem model dále zjednodušil tak, že při řešení jsem použil pouze polovinu celkového modelu. Zatížení pro výpočty byly tím pádem poloviční.

Posuvný stator je zatěžován výpočtovým tlakem p_v , který je uvnitř pracovní skříně a to na plochách, které se nachází uvnitř pracovní skříně. Dalším zatížením posuvného statoru je od zdvižné převodovky, která na něj působí silou F_p , která byla vypočítána dle vztahu (6.33).

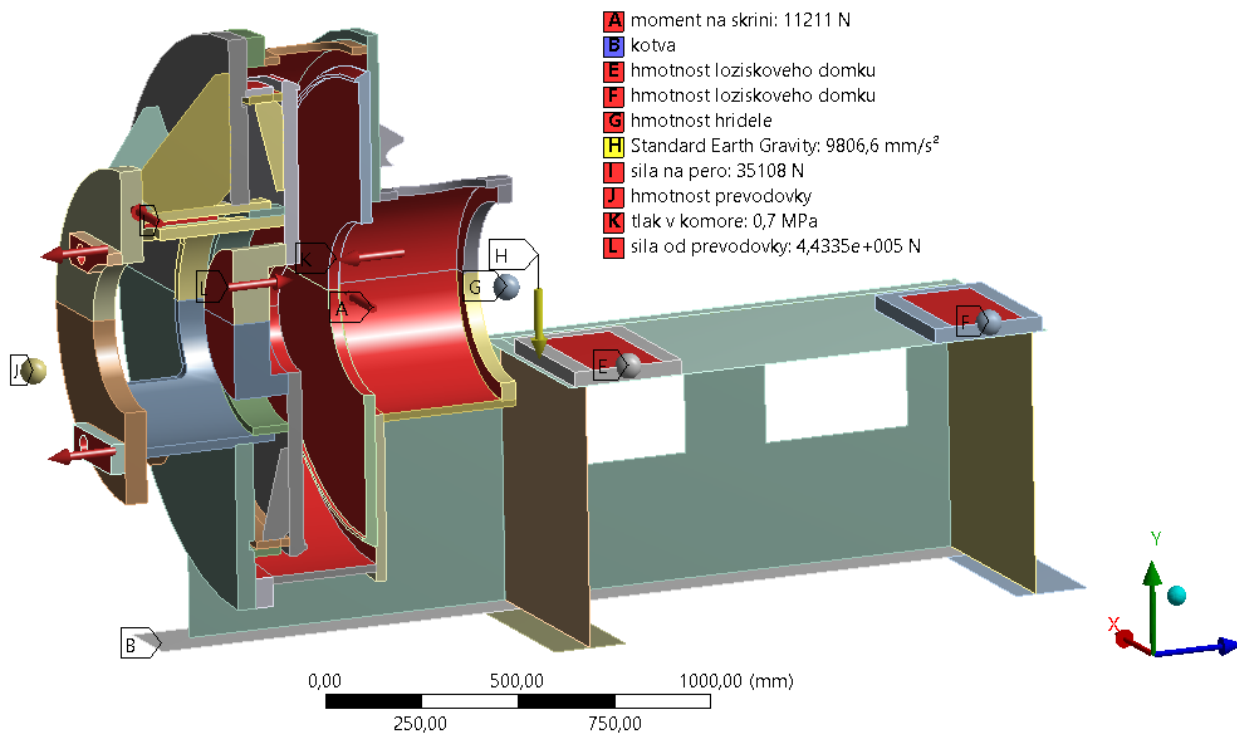
Vstupní komora je zatěžována také od tlaku p_v uvnitř pracovní skříně a komory. Dále na stěnu pracovní skříně v místě upevnění statorové desky působí síla, která vzniká od poloviny točivého momentu motoru T_{kM} . Toto zatížení vychází z předpokladu, že se tento moment rovnoměrně rozdělí do obou mlecích zón. Na kozlík v místech ložiskových ploten působí zatížení vzniklé od hmotnosti ložiskových domků a hřídele s uložením rotoru a mlecích orgánů. Tyto zátěže byly umístěny vždy do těžiště komponent. Vstupní komora je připevněna pevně k podlaze, z tohoto vyplývá okrajová podmínka a to vetknutí v místech dosedacích ploch. Hmotnosti dílů zatěžující kozlík jsou:

- hmotnost ložiskového domku $m_{ld} = 166 \text{ kg}$,
- hmotnost kompletního uložení hřídele $m_{uh} = 1\,666 \text{ kg}$.

Víko je zatíženo také výpočtovým tlakem p_v a to na mezikruží desky víka mezi posuvným státorem a pláštěm pracovní skříně. Dále je víko zatěžováno od hmotnosti zdvižné převodovky a jejího pohonu, která je upevněna na čele víka. Síla byla umístěna do těžiště tohoto pohonu. Od zdvižné převodovky je namáháno víko ještě reakcí, která působí proti působení síly F_p a to v místech ukotvení převodovky k víku. Poslední síla, která namáhá víko, vychází z poloviny točivého momentu motoru T_{kM} . Je to síla F_{pps} která byla

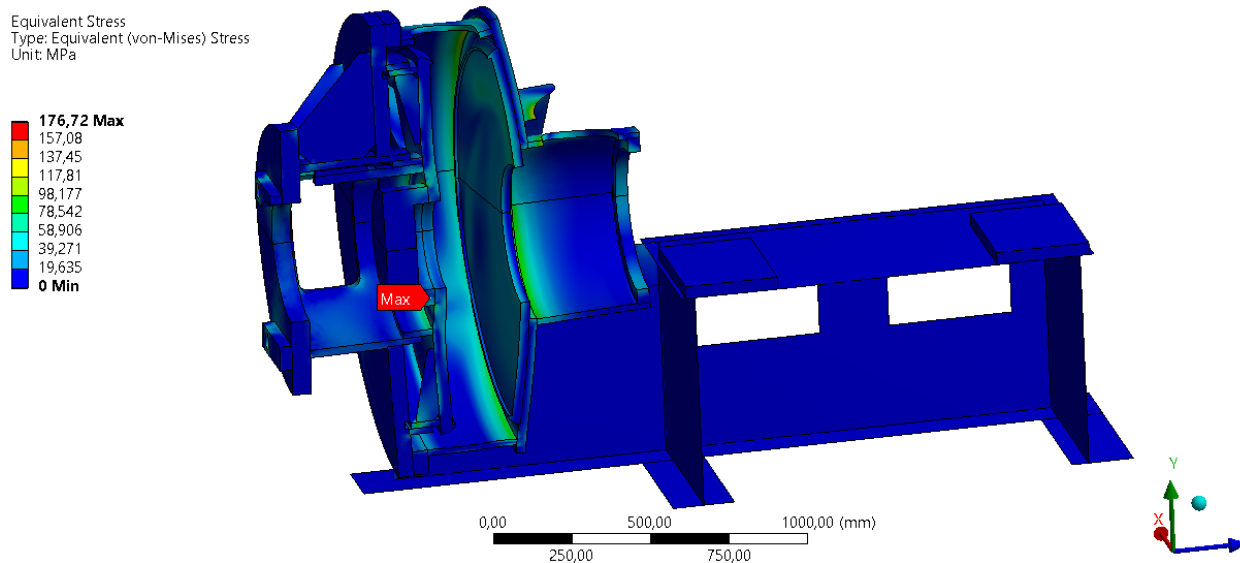
určena dle vztahu (6.51) od pera, které tlačí do ploché tyče na víku. Hmotnost dílů zatěžujících víko jsou:

- hmotnost převodovky s pohonem $m_p = 760 \text{ kg}$.

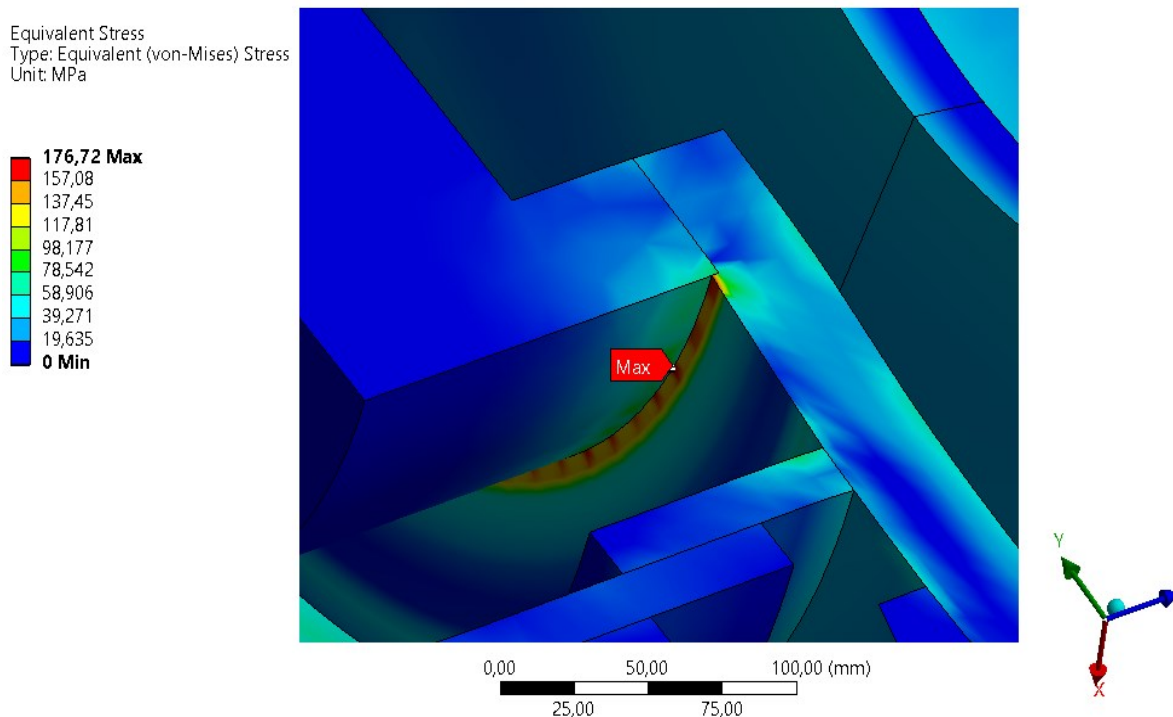


obr 6.18 Výpočtový model se zobrazenými zátěžnými silami

Výsledkem této analýzy je ekvivalentní napětí tohoto celku. Při výpočtu jsem počítal i s vlastní tíhou dílů, která není zanedbatelná. Výsledky jsou zobrazeny na následujících obrázcích.



obr. 6.19 Rozložení ekvivalentního napětí

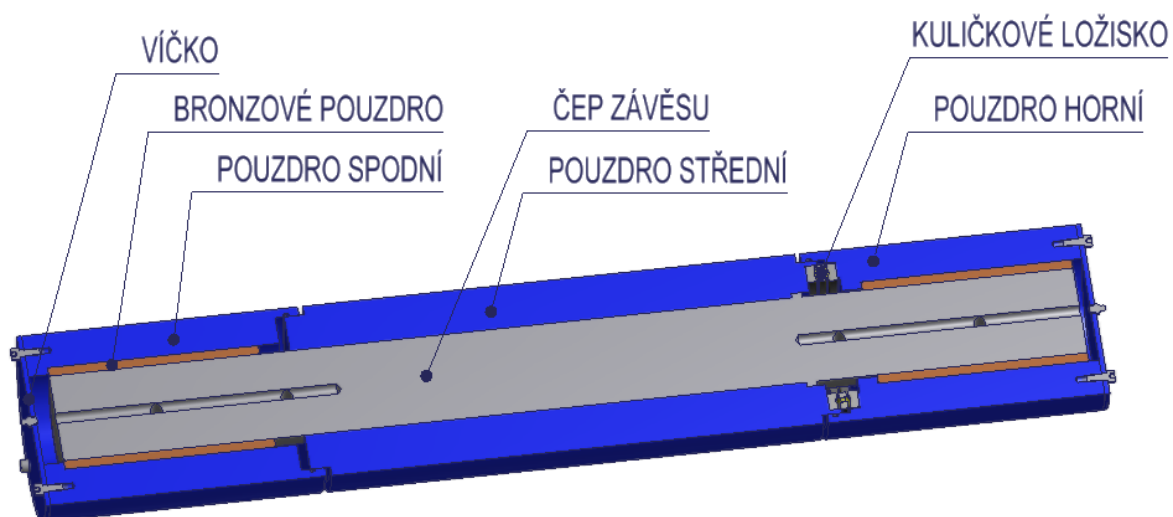


obr. 6.20 Detail s místem maximálního napětí

Maximální redukované napětí $\sigma_{REDMAX} = 176,72$ MPa vzniká na posuvném statoru v místě statorové desky a náboje. Oba tyto díly jsou vyráběné z oceli 1.4541. Mez kluzu tohoto materiálu je dle [15] $Re_{1.4541} = 200$ MPa. V ostatních místech napětí nepřesahuje hodnotu blížíci se $\sigma_{RED} = 100$ MPa. Z těchto hodnot vyplývá, že nedojde k překročení meze kluzu a díly vyhovují MKP analýze.

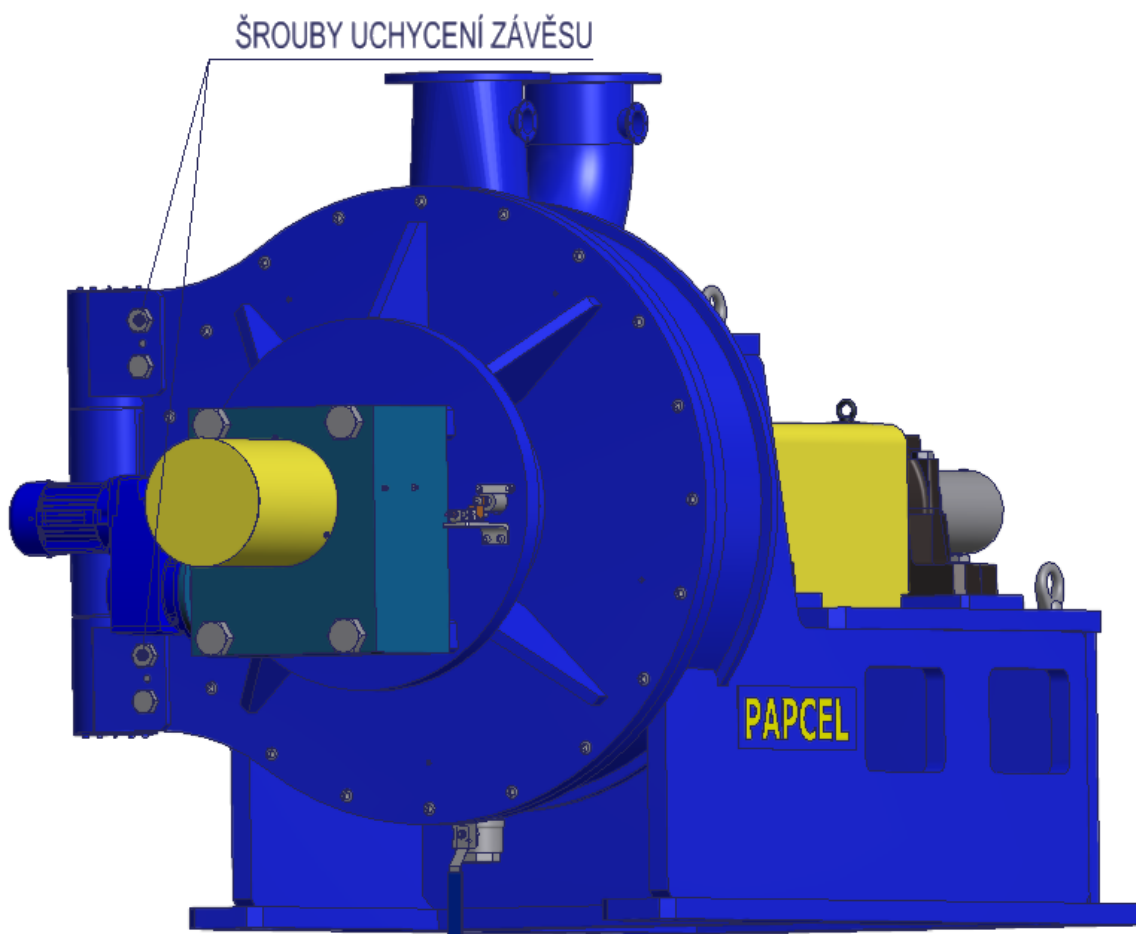
6.10 Návrh závěsu víka

Závěs se skládá ze tří pouzder čepu, přičemž dvě krajní pouzdra jsou přišroubována na víko a jedno střední na skříni ložiskového tělesa. Tato pouzdra jsou svařovaná ze dvou částí. Z patky, která se přišroubuje na víko nebo na pracovní skříň a z pouzdra pro čep. V horním a dolním pouzdře pro čep jsou vložena bronzová pouzdra. V horní části prostředního pouzdra je vloženo axiální kuličkové ložisko, které má za úkol ulehčit otevírání víka. V čepu jsou podélné a příčné otvory, které zajišťují přísun maziva do závěsu. Závěs je na svých koncích zavíčkovaný, aby nedocházelo k únikům maziva a vniknutí nečistot. Konstrukční řešení závěsu je vidět na následujícím obrázku (obr. 6.21).

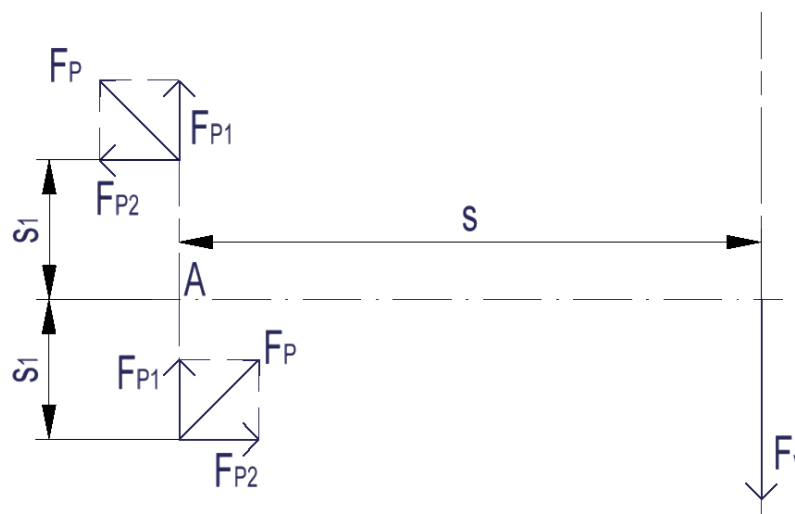


obr. 6.21 Řez závěsem

Při návrhu šroubů, které spojují víko a závěs, jsem uvažoval, že šrouby přenesou zatížení třením. Šrouby tedy musí vyvodit takovou třecí sílu, aby mezi víkem a deskou závěsu nemohlo dojít k prokluzu. Výpočtové schéma vychází z obr. 6.22 Toto schéma je uvedeno na obr. 6.23.



obr. 6.22 Uchycení závěsu k víku



obr. 6.23 Výpočtové schéma šroubů závěsu.

Rozměry a síly, které vycházejí z obr. 6.23, jsou následující:

- $s = 750 \text{ mm}$
- $s_1 = 455 \text{ mm}$

Závěs nese celou váhu víka se zdvižnou převodovkou a váhu posuvného statoru. Váha všech těchto dílů je $m_v = 2700 \text{ kg}$. Sílu, která zatěžuje závěs, jsem určil dle vztahu (6.54).

$$F_v = m_v \cdot g = 2\,700 \cdot 9,81 = \mathbf{26\,487 \text{ N}} \quad (6.54)$$

Šrouby jsou tedy namáhány svislou silou F_v , která vyvozuje moment v místě uchycení. Pro spojení jsem použil na každý závěs 2 šrouby. Předpokládám, že síla se rozloží rovnoměrně do všech šroubů. Sílu F_{P1} jsem určil ze vztahu (6.55). Následně jsem sestavil momentovou podmínku, ze které jsem vyjádřil sílu F_{P2} (6.56). Výslednici těchto zatěžujících sil jsem vyčíslil dle vztahu (6.57). Z této výsledné síly jsem vypočítal hodnotu celkové osově síly F_{oc} , která je potřebná na přenesení zatížení (6.58). Součinitel tření je podle [5] pro kombinaci ocel – ocel $f_p = 0,15$. Bezpečnost proti prokluzu jsem zvolil $k_{sp} = 1,5$. Z celkové osově síly F_{oc} jsem následně vypočítal hodnotu osově síly pro jeden šroub F_{o1} (6.59). Z osově síly na jeden šroub jsem navrhnul minimální průměr šroubu d'_3 (6.60). Při výpočtu jsem uvažoval s pevnostní třídou šroubu 8.8, součinitelem přídatného krutu $\beta_k = 1,3$ a statickou bezpečností šroubového spoje $k_{s\check{s}} = 3$.

$$F_{P1} = \frac{F_v}{n_{\check{s}v}} = \frac{26\,487}{2} = \mathbf{13\,243,5 \text{ N}} \quad (6.55)$$

$$\sum M_{OA} = 0 \rightarrow F_v \cdot s - F_{P2} \cdot s_1 - F_{P2} \cdot s_1 = 0 \quad (6.56)$$

$$F_{P2} = \frac{F_v \cdot s}{2 \cdot s_1} = \frac{26\,487 \cdot 750}{2 \cdot 455} = \mathbf{21\,830\,N}$$

$$F_P = \sqrt{F_{P1}^2 + F_{P2}^2} = \sqrt{13\,243,5^2 + 21\,830^2} = \mathbf{25\,533\,N} \quad (6.57)$$

$$F_P \cdot k_{sp} = F_{oc} \cdot f_p \quad (6.58)$$

$$F_{oc} = \frac{F_P \cdot k_{sp}}{f_p} = \frac{25\,533 \cdot 1,5}{0,15} = \mathbf{255\,330\,N}$$

$$F_{o1} = \frac{F_{oc}}{n_{sp}} = \frac{255\,330}{2} = \mathbf{127\,665\,N} \quad (6.59)$$

$$d'_3 = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{o1} \cdot \beta_k \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{127\,665 \cdot 1,3 \cdot 3}{\pi \cdot 640}} = \mathbf{31,473\,mm} \quad (6.60)$$

Dle vypočítaného minimálního průměru jsem zvolil dle [5] Šroub M36 x 4. Jeho základní rozměry a údaje potřebné pro kontrolu jsou:

- malý průměr závitu $d_3 = 31,093\,mm$,
- střední průměr závitu $d_2 = 33,402\,mm$,
- stoupání závitu $p = 4\,mm$,
- úhel stoupání závitu $\alpha = 60^\circ$,
- součinitel tření v závitu $f_z = 0,15$.

Pevnostní kontrolu jsem provedl dle následujících vztahů. Minimální požadovaná bezpečnost spoje je $k_s = 2,5$. Tato bezpečnost byla dána zadavatelem.

$$\psi = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{4}{\pi \cdot 33,402} = \mathbf{2,183^\circ} \quad (6.61)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,15}{\cos \frac{30}{2}} = \mathbf{8,827^\circ} \quad (6.62)$$

$$\tau_k = \frac{F_{o1} \cdot tg(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} d_3^3} = \frac{127\,665 \cdot tg(8,827 + 2,183) \cdot \frac{33,402}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 31,093^3} = \mathbf{70,28\,MPa} \quad (6.63)$$

$$\sigma_t = \frac{F_{o1}}{\frac{\pi}{4} d_3^2} = \frac{127\,665}{\frac{\pi}{4} \cdot 31,093^2} = \mathbf{168,13\,MPa} \quad (6.64)$$

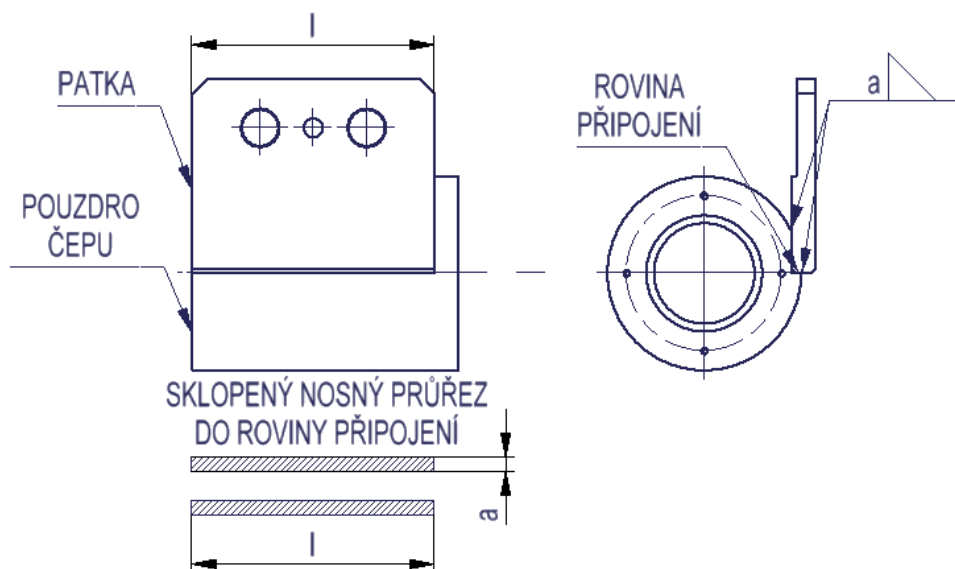
$$\sigma_{RED\,GUEST} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{168,13^2 + 70,28^2} = \mathbf{219,15\,MPa} \quad (6.65)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED\,GUEST}} = \frac{640}{219,15} = \mathbf{2,9 > 2,5} \quad (6.66)$$

Navržený šroub vyhovuje pevnostní kontrole.

Další nutnou kontrolou je výpočet koutového svaru, kterým je připojena patka a pouzdro čepu. Díly jsou vyrobeny z materiálu 11 523. Nejvíce jsou namáhány svary horního pouzdra čepu a prostředního dílu – tyto svary jsem kontroloval. Zjednodušeně jsem při výpočtu předpokládal, že pouze podélné svary (ve směru kóty l) přenesou veškeré zatížení a že oba svary lze považovat za koutové. Svar je namáhán na ohyb a na střih od síly F_v , která byla vypočítána dle vztahu (6.54). Hodnotu meze kluzu materiálu jsem určil z [5]. Údaje potřebné pro kontrolu svarového spoje jsou:

- velikost koutového svaru $a = 15 \text{ mm}$,
- vzdálenost svaru od působíště síly $L = 900 \text{ mm}$,
- délka svarového spojení $l = 250 \text{ mm}$,
- mez kluzu materiálu $R_{e11\ 523} = 333 \text{ MPa}$,
- požadovaná bezpečnost $k_{sv} = 2$.



obr. 6.24 Schéma svaru horního pouzdra

Nejprve jsem vypočítal dovolené namáhání svaru (6.67), pak jsem určil výpočtovou délku svaru (6.68) a průřezový modul v ohybu daného svarového spoje (6.69). Následně jsem již provedl pevnostní kontrolu svaru v ohybu (6.70) a ve střihu (6.71).

$$\tau_{DSV} = \frac{R_{e11\ 523}}{k_{sv}} = \frac{333}{2} = \mathbf{166,5 \text{ MPa}} \quad (6.67)$$

$$l_{VSV} = l - 2,1 \cdot a = 250 - 2,1 \cdot 15 = \mathbf{218,5 \text{ mm}} \quad (6.68)$$

$$W_{oSVx} = 2 \cdot \frac{a \cdot l_{VSV}^2}{6} = 2 \cdot \frac{15 \cdot 218,5^2}{6} = \mathbf{238\ 711 \text{ mm}^3} \quad (6.69)$$

$$\tau_1 = \frac{F_v \cdot L}{W_{oSVx}} = \frac{26\ 487 \cdot 900}{238\ 711} = \mathbf{99,86 \text{ MPa}} \quad (6.70)$$

$$\tau_2 = \frac{F_v}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{26\,487}{2 \cdot 15 \cdot 218,5} = \mathbf{4,04\,MPa} \quad (6.71)$$

Další částí výpočtu svarového spojení bylo určení výsledného namáhání spoje (6.72). Pro vyčíslení této hodnoty jsou zapotřebí převodní součinitele k_3 a k_4 , ty jsou uvedeny v normě ČSN 05 0120. Dle této normy jsou jejich hodnoty pro ruční svařování elektrickým obloukem uvedeny níže. Následně jsem vypočítal výsledné namáhání τ_{RED} tohoto spoje. (6.72).

Hodnoty převodních součinitelů dle ČSN 05 0120:

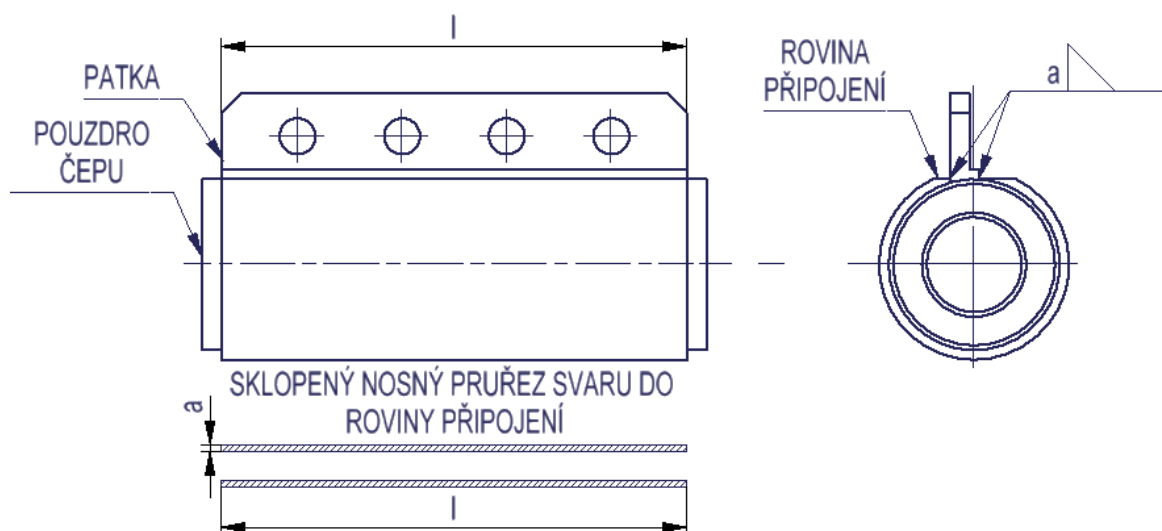
- $k_3 = 0,75$,
- $k_4 = 0,65$.

$$\tau_{RED} = \sqrt{\left(\frac{\tau_1}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_2}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{99,86}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{4,04}{0,65}\right)^2} = \mathbf{133,3\,MPa} < \mathbf{166,5\,MPa} \quad (6.72)$$

Navržený svar vyhovuje

Svary prostředního pouzdra jsou namáhány stejně jako svary horního pouzdra a jejich kontrola byla provedena podle stejných vztahů jako v předchozím případě. Tyto svary mohou být menší, jelikož toto pouzdro je delší. Hodnoty převodních součinitelů k_3 a k_4 jsou stejné. Údaje potřebné pro kontrolu svarového spoje jsou:

- velikost koutového svaru $a = 7\,mm$,
- vzdálenost svaru od působíště síly $L = 900\,mm$,
- délka svarového spojení $l = 490\,mm$,
- požadovaná bezpečnost $k_{sv} = 2$.



obr. 6.25 Schéma svaru prostředního pouzdra

$$l_{SV} = l - 2,1 \cdot a = 490 - 2,1 \cdot 7 = \mathbf{475,3 \text{ mm}} \quad (6.73)$$

$$W_{oSVx} = 2 \cdot \frac{a \cdot l_{SV}^2}{6} = 2 \cdot \frac{7 \cdot 475,3^2}{6} = \mathbf{527\,123,5 \text{ mm}^3} \quad (6.74)$$

$$\tau_1 = \frac{F_v \cdot L}{W_{oSVx}} = \frac{26\,487 \cdot 900}{527\,123,5} = \mathbf{45,22 \text{ MPa}} \quad (6.75)$$

$$\tau_2 = \frac{F_v}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{26\,487}{2 \cdot 7 \cdot 475,35} = \mathbf{3,98 \text{ MPa}} \quad (6.76)$$

$$\tau_{RED} = \sqrt{\left(\frac{\tau_1}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_2}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{45,22}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{3,98}{0,65}\right)^2} = \mathbf{60,6 \text{ MPa} < 166,5 \text{ MPa}} \quad (6.77)$$

Navržený svar vyhovuje

Svary spodního pouzdra nejsou namáhány téměř vůbec, svary jsem zde volil stejné jako u horního pouzdra.

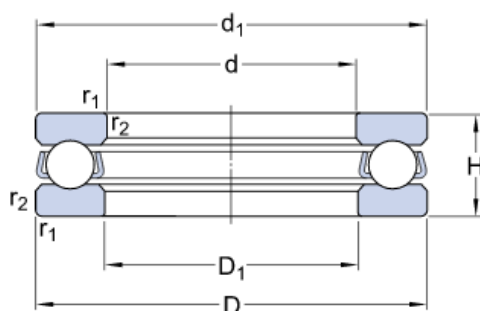
Poslední částí je návrh axiálního ložiska, které je v závěsu (viz. obr. 6.21). Ložisko je zatíženo pouze staticky silou F_v a slouží k ulehčení otevírání víka. Je zde použito axiální kuličkové ložisko s označením 51126. Jeho základní statická únosnost je dle [8] $C_0 = 440\,000 \text{ N}$. Minimální požadovaná bezpečnost axiálního ložiska dle zadavatele je $s_{0min} = 10$. Následně jsem provedl statickou kontrolu dle vztahu (6.78). Rozměry a náčrtek tohoto ložiska jsou uvedeny na následujícím obrázku.

$$s_0 = \frac{C_0}{F_v} = \frac{440\,000}{26\,487} = \mathbf{16,6 > 10} \quad (6.78)$$

Ložisko vyhovuje statické kontrole

51126

Rozměry

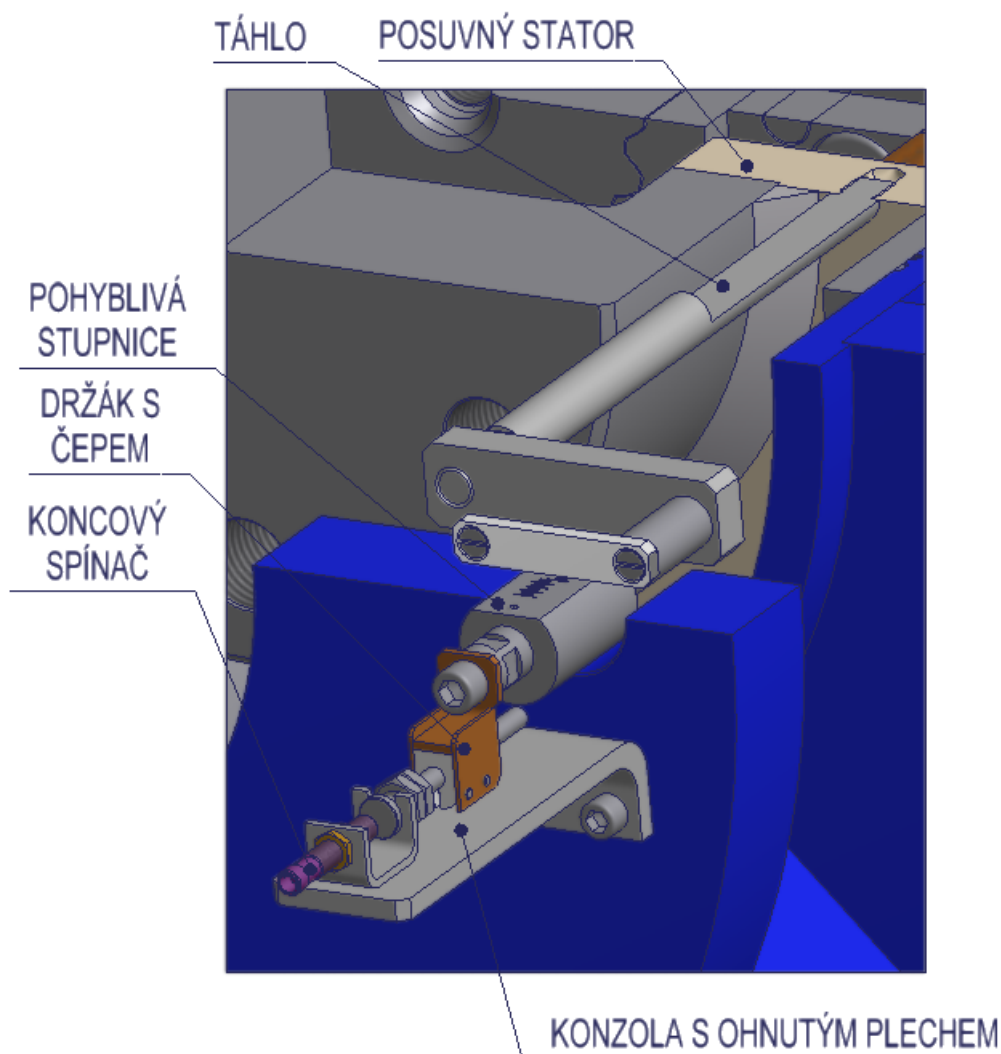


d	130	mm
D	170	mm
H	30	mm
d ₁	≈ 170	mm
D ₁	≈ 132	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

obr. 6.26 Rozměry axiálního ložiska [8]

6.11 Měření polohy garnitur

Tento mechanismus slouží k určení opotřebení mlecích orgánů mlýnu bez potřeby strojní jednotku otevřít. Skládá se z táhla, které je našroubováno do posuvného statoru. Na tomto táhlu je pak pohyblivá stupnice. Jakmile se nastaví správná počáteční poloha mlecích orgánů, stupnice se posune do nulové polohy a zajistí stavěcím šroubem. K tomuto táhlu je na jeho druhém konci připevněn držák s čepem, který slouží jako doraz. Pod tímto mechanismem je k víku upevněna konzola s ohnutým plechem, do kterého je vložen koncový spínač. Ten je určen k zastavení zpětného pohybu při odlehčování mlecích orgánů tak, aby nedošlo ke zničení posuvného statoru, popřípadě víka nebo samotné zdvižné převodovky.



obr. 6.27 Odměřování garnitur

7 Závěr

Cílem této práce byl konstrukční návrh a pevnostní kontrola hlavních dílů mlecího stroje 2DR5. Tento stroj doplňuje výrobní řadu mlecích strojů firmy PAPCEL.

V úvodu jsem provedl stručné seznámení s firmou PAPCEL a.s. a s postupem výroby papíru. Výroba papíru se dělí do dvou základních částí – přípravy vodolátky a výroby papíru na papírenském stroji. V další části práce jsou vysvětleny jednotlivé fáze přípravy papírenské vodolátky, především z pohledu jejího mletí. Mletí je zásadní operace přípravy papírenské vodolátky, která velmi ovlivňuje kvalitu výsledného výrobku. Další významný vliv při procesu mletí hraje také geometrie mlecích orgánů. V následující kapitole byly popsány různé typy mlecích strojů, které se používaly dříve. Jsou to papírenské stoupy a holandry. Následně pak stroje, které se používají dnes. Jsou to kuželové a diskové mlýny.

V další části práce jsem provedl konstrukční návrh a následně porovnání dvou konceptů konstrukčního řešení mlecího stroje a to s odlévanými díly a svařovanými díly. V tomto cenovém porovnání vyšel vítězně koncept se svařovanými díly. V této kapitole jsem také popsal konstrukci strojní jednotky pro menší průměr mlecích orgánů.

V další kapitole jsem přistoupil již k samotnému konstrukčnímu návrhu strojní jednotky. Nejprve jsem z hodnot daných papírenským technologem navrhl hřídel a ložiska. Následně jsem se zaměřil na návrh přitlačného mechanismu, rotoru a šňůrové ucpávky. Dále jsem pokračoval návrhem svařenců vtokové komory, víka a posuvného statoru. U těchto dílů jsem provedl statickou MKP analýzu. Pak jsem provedl návrh závěsu víka a systému odměřování polohy garnitur.

Posledním krokem bylo vypracování 3D modelu strojní jednotky 2DR5, jeho sestavného výkresu a následné vyhotovení výrobního výkresu hřídele. Tyto výkresy jsem zhotovil dle požadavků zákazníka firmy PAPCEL a.s., a vedoucího diplomové práce.

Všechny zadané i mnou vytyčené cíle diplomové práce byly splněny.

8 Seznam literatury a dalších zdrojů

- [1] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [2] KMECO, Rudolf a Jiří MÜLER. *Navrhování a provoz mlecích linek na strojích československé výroby*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury ve středisku Interních publikací, 1980.
- [3] KORDA, Josef, Jiří PROKOP a Zbyněk LIBNAR. *Mletí papíroviny*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1963. Řada papírenské literatury.
- [4] KORDA, Josef. *Papírenská encyklopedie*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1992. ISBN 80-03-00647-3.
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] NEMERÁD, Josef. *Mlecí a dovlákňovací stroje D, 2D*. Litovel - interní podklady firmy PAPCEL a.s., 2004.
- [7] *Katalog NORD: Převodové elektromotory* [online]. [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf
- [8] *Katalog SKF: Axiální kuličková ložiska, jednosměrná* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/single-direction/index.html?designation=51126>
- [9] *Katalog SKF: Stojatá ložisková tělesa* [online]. [cit. 2017-03-13]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-housings/split-plummer-block-housings-snl-30-series/product-table-adaptor-sleeve/index.html?designation=SNLN%203048%20%2B%2023048%20CCK%20FW33%20%2B%20OH%203048%20H>
- [10] *Katalog UNIMEC: Zdvíhací převodovky s trapézovým šroubem* [online]. [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/prevodovky_motory/094-152.pdf
- [11] *Bohdan Bolzano: materiálový list oceli 1.4462* [online]. [cit. 2017-03-01]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/vyrobky-z-korozivzdornych-a-zaruvzdornych-oceli/vyrobky-z-oceli-korozivzdornych/materialove-listy/x2crnimon22-5-3-duplexni>

- [12] *eFatigue: Součinitele koncentrace napětí* [online]. [cit. 2017-03-02]. Dostupné z: <https://www.efatigue.com/constantamplitude/stressconcentration/#a>
- [13] *ELUC: VÝROBA PAPÍRU* [online]. [cit. 2017-02-22]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1774>
- [14] *IDNES: Unikátní ruční papírnu zachránil i strojař od kol, pak ji dvacet let řídil* [online]. [cit. 2017-03-05]. Dostupné z: http://olomouc.idnes.cz/rucni-papirna-velke-losiny-udrzeni-vyroby-viktor-prokupek-p4s-/olomouc-zpravy.aspx?c=A160506_2244445_olomouc-zpravy_stk
- [15] *INOX, NEREZOVÝ HUTNÍ MATERIÁL - OCEL 1.4541* [online]. [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: <http://www.prodej-nerezu.cz/index.php?act=a&cat=4&art=15>
- [16] *Naše stopa: Papírenská stoupa* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <http://nasestopagym.blog.cz/galerie/rucni-papirna-velke-losiny/obrazek/79860048>
- [17] *PAPCEL a.s.: Dovláknovače* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <http://www.papcel.cz/produkty-pripravna-latky-stroje/produkty-pripravna-latky-stroje/produkty-pripravna-latky-stroje/dovlaknovace/>
- [18] *PAPCEL a.s.: Představení společnosti* [online]. [cit. 2017-03-21]. Dostupné z: <http://www.papcel.cz/o-spolecnosti/o-spolecnosti-predstaveni-firmy>
- [19] *PAPCEL a.s.: Sítová část papírenského stroje* [online]. [cit. 2017-03-21]. Dostupné z: http://www.papcel.cz/UserFiles/File/eshop/455/Sitova_cast.pdf
- [20] *Příprava papíroviny, mletí a mlecí stroje* [online]. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <https://prezi.com/syi6gfmagcjf/priprava-papiroviny-mleti-a-mleci-stroje/>
- [21] *VALMET: Axial flow refiners* [online]. [cit. 2017-03-11]. Dostupné z: <http://www.valmet.com/products/board-and-paper-mills/stock-preparation/refining-and-deflaking/axial-flow-refiners/>

9 Seznam příloh

Příloha A	Schéma mlecí linky	
Příloha B	Sestavný výkres mlecího stroje 2DR5	4367.056.000
Příloha C	Výrobní výkres hřídele	2622.285.000
Příloha D	3D model strojní jednotky	
Příloha E	CD s diplomovou prací a přílohami	